



Universidade Federal  
do Rio de Janeiro  
Escola Politécnica

## PROJETO DE UM VARIADOR DE VELOCIDADES ESCALONADO TIPO BLOCO DESLIZANTE PARA MÁQUINAS OPERATRIZES

Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientadores: Prof. Armando Carlos de Pina Filho, DSc e Prof. Max Suell Dutra, Dr.Ing.

RIO DE JANEIRO

AGOSTO DE 2013

VARIADOR DE VELOCIDADES ESCALONADO TIPO BLOCO DESLIZANTE  
PARA MÁQUINAS OPERATRIZES

Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO  
DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS  
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE  
ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

---

Prof. Armando Carlos de Pina Filho, DSc (Orientador)

---

Prof. Max Suell Dutra, Dr.Ing. (Orientador)

---

Prof. Vitor Ferreira Romano, Dott.Ric.

---

Prof. Fábio Luiz Zamberlan, DSc

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

AGOSTO DE 2013

Da Silva, Gustavo Basílio Lopes Martins

Variador De Velocidades Escalonado Tipo Bloco Deslizante para Máquinas Operatrizes/ Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva. – Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2013.

XI, 108 p.; 29,7 cm.

Orientadores: Armando Carlos de Pina Filho, DSc e Max Suell Dutra, Dr. Ing.

Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/ Curso de Engenharia Mecânica, 2013.

Referências bibliográficas: p.105 - 108.

1. Transmissões Mecânicas. 2. Variador de Velocidades Escalonado. 3. Bloco Deslizante. 4. Projeto Mecânico 5. Dimensionamento dos Componentes 6. Conclusão. I. Pina Filho, Armando Carlos de. Dutra, Max Suell II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia Mecânica. III. Título.

## **Agradecimentos**

Ao meu orientador Armando Carlos de Pina Filho, com o qual já cursei três disciplinas ao longo do curso de Engenharia Mecânica, sendo muito importante para minha formação como engenheiro além de ter sido o professor que escreveu minha carta de recomendação para intercâmbio acadêmico internacional, no qual fui aceito. Por isso e pelas orientações dadas ao longo do projeto, devo muito a ele.

Ao meu outro orientador, professor Max Suell Dutra, pela atenção e confiança depositada no projeto, além dos conselhos em diversos assuntos que dizem respeito à minha formação acadêmica.

Aos meus pais e meus avós, sem os quais eu jamais chegaria aqui, pois me deram sempre muito apoio e fizeram tudo o que puderam para que eu tivesse as melhores oportunidades possíveis, sendo fundamentais em minha formação e ajudando a me tornar o homem que sou hoje.

A minha namorada, e minha irmã, com quem eu sempre posso contar e que, apesar de não terem influência direta no projeto, são muito importantes na minha vida.

Aos meus amigos de curso, em especial Thiago Torres Magalhães, que me ajudou a encontrar bibliografias e a superar obstáculos ao longo do curso de Engenharia Mecânica e Fernando José Facina David Silva, que deu apoio nas horas necessárias.



Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola Politécnica/ UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

## PROJETO DE UM VARIADOR DE VELOCIDADES ESCALONADO TIPO BLOCO DESLIZANTE PARA MÁQUINAS OPERATRIZES

Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva

Agosto/2013

Orientadores: Armando Carlos de Pina Filho, DSc e Max Suell Dutra, Dr. Ing.

Curso: Engenharia Mecânica.

Este trabalho propõe o projeto de um variador de velocidades a ser utilizado por máquinas operatrizes. O variador de velocidades é um mecanismo utilizado entre a fonte de potência (motor) e uma máquina que precisará receber diferentes velocidades de rotação para realizar diversas operações mantendo o motor em sua condição de máximo torque e potência. Ele foi desenvolvido a partir de dados iniciais, simulando uma necessidade da indústria e, baseado nesses dados, foram realizados todos os cálculos fundamentais para seu dimensionamento. Em seguida, foi feito o desenho de todas as peças presentes no variador, objetivando a fabricação e montagem final do mecanismo.

Abstract of Undergraduated Project presented to DEM/UFRJ as a part of fulfillment of the requirements for the degree of Mechanical Engineer.

DESIGN OF A STEPPED VARIABLE SPEED DRIVE WITH SLIDDING BLOCKS  
FOR MACHINE TOOLS

Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva

August 2013

Advisors: Armando Carlos de Pina Filho, DSc e Max Suell Dutra, Dr. Ing.

Course: Mechanical Engineering.

This paper proposes the design of a variable speed drive to be used for machine tools. The variable speed drive is a mechanism used between the power source (engine) and a machine that will demand to receive different rotational speeds to perform many operations keeping the engine on its maximum torque and power conditions. It was developed from initial data, simulating an industry need and, based on these data, we performed all calculations required for the design. Then, all pieces present on the variable speed drive were drawn, aiming at manufacturing and the final assembly of the mechanism.

## Índice

Lista de Figuras.....	IX
Lista de Tabelas .....	XI
1 – Introdução.....	1
1.1 – Aplicações: máquinas operatrizes .....	1
1.2 – Aspectos gerais sobre mecanismos de transmissão .....	2
1.3 – Objetivos .....	4
1.4 – Metodologia .....	5
1.5 – Organização do trabalho .....	6
2 - Redutores.....	7
2.1 - Redutores de engrenagens .....	8
2.1.1 - Redutores de engrenagens cilíndricas de dentes retos ou helicoidais.....	8
2.1.2 - Redutor com engrenagens cônicas.....	9
2.1.3 - Redutor planetário.....	9
2.1.4 - Redutor do tipo coroa e rosca sem fim .....	10
2.2 – Redutores de correias (plana ou em “V”) e polias.....	10
2.3 – Redutores de correntes .....	12
2.3.1 - Correntes de rolos .....	13
2.3.2 - Correntes silenciosas.....	13
3 - Variadores .....	14
3.1 - Variadores Escalonados.....	14
3.1.1 - Por degraus de polias .....	14
3.1.2 - Variadores escalonados por pares de engrenagens .....	15
3.1.2.1 - Engrenagens substituíveis e engrenagens de troca.....	16
3.1.2.2 - Variadores básicos tipo bloco deslizante .....	16
3.1.2.3 - Variadores de múltiplos blocos deslizantes .....	17
3.1.2.4 - Variadores com “ziguezague” e recondução .....	17

3.1.2.5 - Variadores de inversão .....	18
3.1.2.6 - Formas construtivas especiais para as caixas de avanço .....	18
3.2 – Variadores Contínuos .....	20
3.2.1 - Polias móveis .....	20
3.2.2 - Polia Intermediária .....	22
3.2.3 - Variador hidráulico .....	23
3.3 - Variadores por rodas de atrito .....	23
3.3.1 - Rodas de atrito constante .....	23
3.3.2 - Rodas de atrito à tração .....	24
3.3.3 - "CVT" Toroidal .....	26
4 – Dimensionamento e seleção de peças .....	29
4.1 – Seleção do motor a ser utilizado .....	29
4.2 – Dimensionamento de polias e correias presentes entre o motor e o variador ....	30
4.3 – Esquema cinemático do variador .....	32
4.4 – Estabelecendo relações de transmissão .....	32
4.5 – Dimensionamento das engrenagens .....	35
4.5.1 – Determinação do número de dentes .....	35
4.5.2 – Cálculo da largura das engrenagens .....	37
4.6 - Dimensionamento dos eixos .....	44
4.6.1 – Determinação das cargas e tensões atuantes .....	44
4.6.2 - Especificação do material de fabricação .....	51
4.6.3 - Escolha do(s) critério(s) mais adequados de dimensionamento .....	52
4.6.4 – Cálculos e padronizações .....	53
4.7 – Dimensionamento de chavetas e estrias .....	55
4.7.1 – Chavetas .....	55
4.7.2 – Estrias .....	58
4.8 – Seleções de rolamentos .....	60

4.9 – Seleção das demais peças.....	61
4.9.1 - Anéis de fixação .....	61
4.9.2 - Retentores e vedações .....	61
4.9.3 – Carcaça .....	61
4.9.4 - Parafusos de fixação.....	61
4.9.5 - Tampas .....	62
4.9.6 – Alavancas de acionamento .....	62
4.9.7 – Outros elementos.....	62
5 – Características fundamentais do variador.....	63
5.1 - Lubrificação.....	63
5.2 - Transporte.....	63
5.3 - Segurança e precauções .....	63
5.4 - Limites .....	63
5.5 - Armazenamento.....	63
5.6 - Fixação .....	64
6 – Manual básico de fabricação .....	65
6.1 – Tolerâncias Dimensionais .....	65
6.1.1 – Ajustes para rasgos de chaveta .....	66
6.1.2 – Ajustes para eixos e alojamentos dos rolamentos .....	68
6.1.3 – Ajustes para eixos estriados e blocos deslizantes .....	73
6.1.4 – Ajustes entre eixos e polias/engrenagens fixas.....	76
6.2 – Acabamento superficial .....	78
6.3 - Soldagem .....	80
6.4 – Plano de fabricação para cada peça .....	80
6.4.1 – Peças a serem adquiridas de fabricantes especializados .....	80
6.4.2 – Peças a serem fabricadas .....	86
7 – Manual de montagem .....	105

8 – Conclusão .....	108
9 – Referências bibliográficas .....	110
9.1 – Livros, apostilas, sites e notas de aula .....	110
9.2 – Normas Técnicas .....	113
Anexo A – Desenhos técnicos das peças e da montagem .....	183

## Lista de Figuras

Figura 1 - Exemplo de Torno Mecânico .....	1
Figura 2 - Intervalo de máxima eficiência. ....	2
Figura 3 - Tipos de mecanismos de transmissão mecânica.....	4
Figura 4 - Redutor de Engrenagens Cilíndricas.....	8
Figura 5 - Linha de contato entre duas engrenagens helicoidais. ....	8
Figura 6 - Exemplo de um redutor com engrenagens cônicas.....	9
Figura 7 - Exemplo de um redutor de engrenagens planetárias. ....	10
Figura 8 - Redutor estilo rosca sem-fim.....	10
Figura 9 - Transmissão por correias.....	11
Figura 10 - Exemplo de corrente de rolos. ....	13
Figura 11 - Exemplo de corrente silenciosa. ....	13
Figura 12 - Variador Escalonado tipo degrau de polias.....	14
Figura 13 - Engrenagens (a) fixas, (b) deslocáveis e (c) loucas. ....	16
Figura 14 - Representação de acoplamentos: (a) acoplamento cônico de fricção, (b) acoplamento de lamelas, (c) acoplamento de dentes, (d) acoplamento de garras. ....	<b>Erro!</b>
<b>Indicador não definido.</b>	
Figura 15 - Variador escalonado de 3 eixos e 6 escalões.....	17
Figura 16 - Exemplo de variador com zigue-zague.....	18
Figura 17 - Variador de chaveta móvel.....	19
Figura 18 - Variador de velocidade tipo caixa Norton.....	19
Figura 19 - Variador de caixas multiplicadoras.....	20
Figura 20 - Exemplos de transmissões variáveis contínuas. ....	20
Figura 21 - Polia de diâmetro variável.....	21
Figura 22 - Variador contínuo de polia intermediária. ....	22
Figura 23 - Redutor de rodas de atrito constantes. ....	24
Figura 24 - Figura 24 - CVT do estilo disco e roda.....	25
Figura 25 - CVT do estilo cone e roda.....	25
Figura 26 - CVT do tipo "cone duplo" com roda. ....	26
Figura 27 - Variador do tipo "cone duplo" com correia.....	26
Figura 28 - Exemplo de CVT toroidal. ....	27
Figura 29 - CVT toroidal mais moderno (forma cônica). ....	27

Figura 30 - Padronização de polias.....	31
Figura 31 - Esquema cinemático do variador.....	32
Figura 32 - Diagrama de Gerni.....	34
Figura 33 - Dimensões de uma engrenagem. ....	41
Figura 34 - Diagrama de corpo livre e gráficos da força cortante e do momento fletor para o eixo II, plano xz.....	46
Figura 35 - Diagrama de corpo livre e gráficos da força cortante e do momento fletor para o eixo II, plano yz.....	47
Figura 36 - Diagrama de corpo livre e gráficos da força cortante e do momento fletor para o eixo III, plano xz. ....	48
Figura 37 - Diagrama de corpo livre e gráficos da força cortante e do momento fletor para o eixo III, plano yz. ....	49
Figura 38 - Diagrama de corpo livre e gráficos da força cortante e do momento fletor para o eixo IV, plano xz. ....	50
Figura 39 - Diagrama de corpo livre e gráficos da força cortante e do momento fletor para o eixo IV, plano yz. ....	51
Figura 40 - Gráfico para eixo de perfil circular com torção e mudança de seção.....	53
Figura 41 - Representação das dimensões das chavetas planas.....	56
Figura 42 - Dimensões padronizadas para estrias.....	59
Figura 43 - Dimensões fundamentais de chavetas e rasgos. ....	67
Figura 44- Conjunto montado.....	105



## Lista de Tabelas

Tabela 1 - Dimensões dos canais das polias.....	31
Tabela 2 - Velocidades nominais de rotação de saída. ....	33
Tabela 3 - Quantidade de dentes das engrenagens. ....	36
Tabela 4 - Verificação das velocidades reais de rotação.....	36
Tabela 5 - Quantidade final de dentes de cada engrenagem. ....	37
Tabela 6 - Seleção da largura e módulo dos dentes do par engrenado 9-10. ....	39
Tabela 7 - Dados das engrenagens 9-10.....	40
Tabela 8 - Resultados dos critérios de resistência das engrenagens. ....	44
Tabela 9 - Torque máximo transmitido por cada eixo.....	45
Tabela 10 - Diâmetros padronizados para eixos.....	54
Tabela 11 - Dimensões mínimas de cada eixo. ....	54
Tabela 12 - Dimensões de chavetas e rasgos de chavetas padronizados. ....	55
Tabela 13 - Dados do rolamento SKF 62/22.....	60
Tabela 14 - Ajustes para chavetas e rasgos.....	66
Tabela 15 - Ajustes padronizados internacionalmente para rolamentos.....	69
Tabela 16 - Ajustes para parte do eixo em contato com rolamento.....	69
Tabela 17 – Valores de ajustes de IT 5 para eixos.....	70
Tabela 18 - Ajuste recomendado para situação encontrada no projeto.....	70
Tabela 19 - Ajustes de alojamentos para rolamentos radiais. ....	71
Tabela 20 – Valores de ajustes de IT 6 para furos.....	72
Tabela 21 - Valores dos ajustes para diferentes anéis externos padronizados internacionalmente.....	72
Tabela 22 - Ajustes para estrias.....	74
Tabela 23 - Situações práticas que requerem ajuste normal no sistema furo-base.....	76
Tabela 24 - Valores de rugosidades e aplicações típicas .....	79
Tabela 25 - Classes de rugosidades .....	79

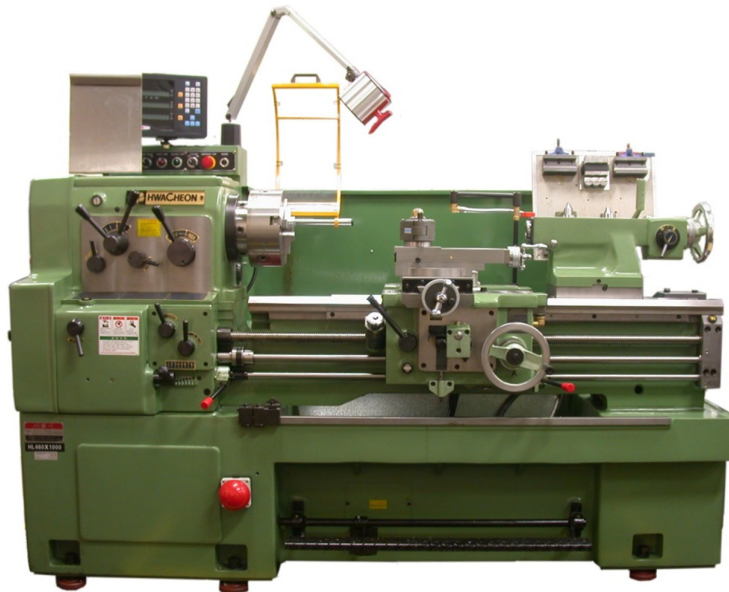
## 1 – Introdução

### 1.1 – Aplicações: máquinas operatrizes

A máquina operatriz (ou máquina ferramenta) é uma máquina utilizada na fabricação de peças de diversos materiais (metálicas, plásticas, de madeira etc.), por meio da movimentação mecânica de um conjunto de ferramentas e da obra

Entre as máquinas ferramenta destaca-se o torno mecânico (fig.1), que é a mais antiga e da qual derivaram outras máquinas. Além do torno mecânico, outras muito utilizadas são a fresadora, a furadeira, a plainadora, a retificadora, etc.

**Figura 1 - Exemplo de Torno Mecânico**



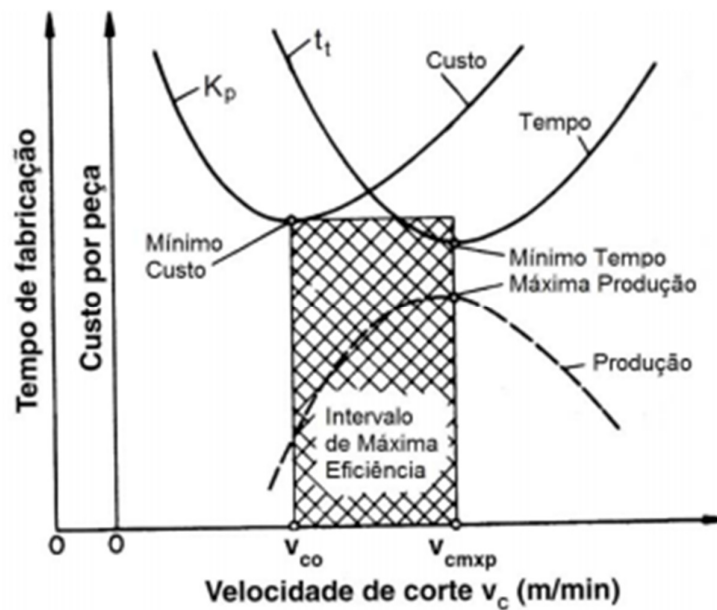
**Fonte: referência [11], página 6.**

No caso deste projeto, interessa apenas analisar o movimento principal circular das máquinas operatrizes, pois é onde se encaixa o uso da transmissão mecânica que será desenvolvida. Isso porque a velocidade de rotação de uma máquina ferramenta está diretamente relacionada ao tipo de operação que se deseja realizar, determinando tanto a velocidade de corte, quanto a velocidade de avanço. A partir disso, uma máquina ferramenta deve atender às diversas solicitações de velocidade para cada tipo de operação. Dessa forma, surge a necessidade da existência de um variador de velocidade,

capaz de transmitir a rotação do motor para a máquina, utilizando-se de elementos de máquinas como polias, correias, engrenagens, rolamentos, eixos, etc.

A figura 2 mostra as curvas de custo total de usinagem por peça e de tempo total de confecção contra a velocidade de corte. Define-se intervalo de máxima eficiência (IME) aquele compreendido entre as velocidades de mínimo custo e de máxima produção. Essa análise é baseada na escolha prévia do avanço, da profundidade de usinagem e da ferramenta e através desse gráfico é possível concluir que quanto mais velocidades de corte diferentes uma máquina operatriz oferecer, mais operações ela poderá realizar, comprovando a utilidade de um variador de velocidades para a esta indústria.

Figura 2 - Intervalo de máxima eficiência.



Fonte: referência [29], página 144.

## 1.2 – Aspectos gerais sobre mecanismos de transmissão

Uma transmissão é um dispositivo utilizado para fornecer um jogo de saídas de velocidade angular de uma fonte de velocidade, cujo objetivo é permitir que o motor permaneça em seu regime de máximo torque ou potência durante o maior intervalo de tempo possível. A necessidade de uma relação de transmissão específica visa atender a demanda instantânea de potência de uma carga com condições particulares de torque e

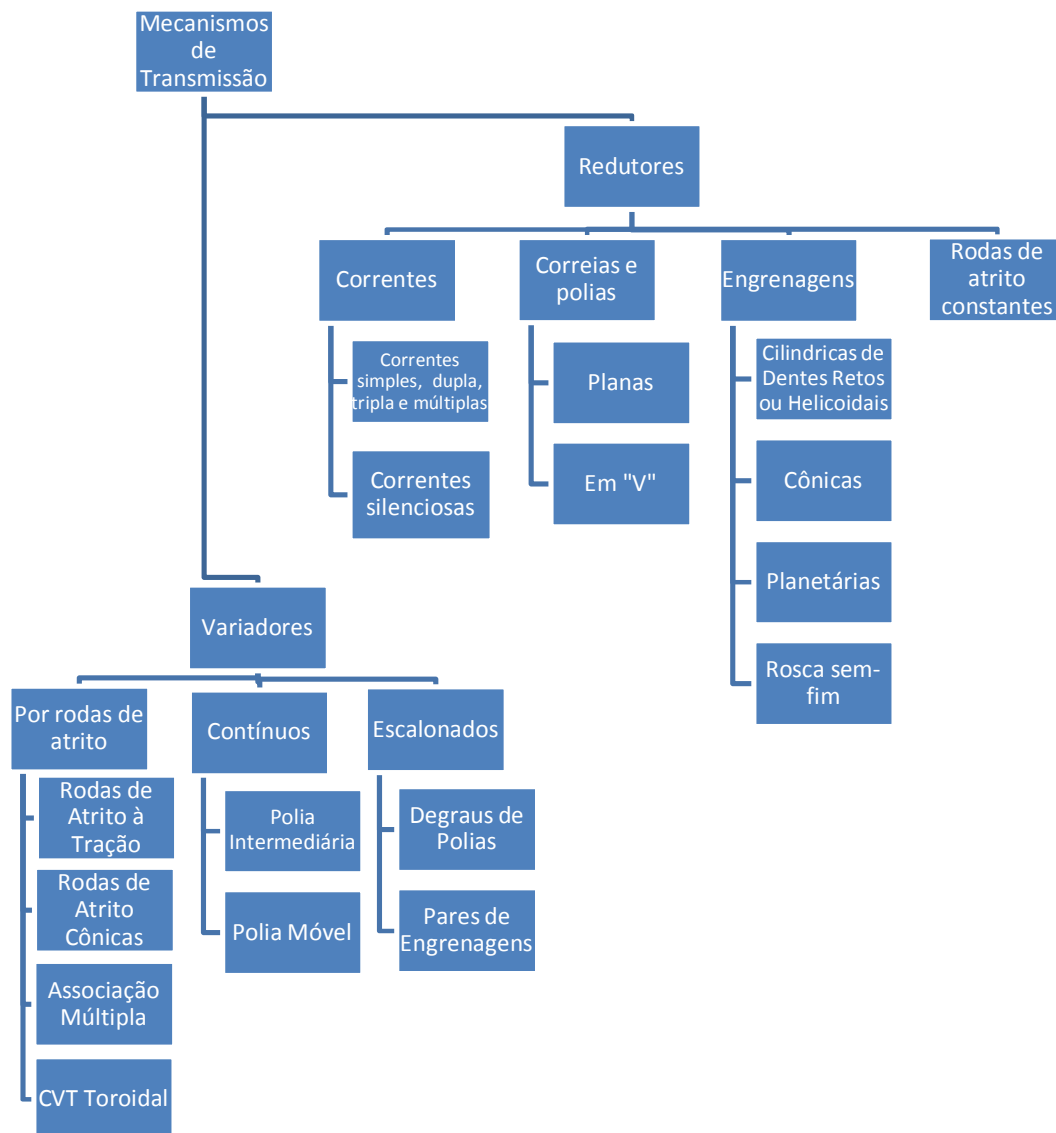
rotação. As transmissões são elementos intermediários entre a fonte de potência e a carga. Normalmente a relação de transmissão pode ser fixa (escalonada) ou variada de forma contínua.

Como dito anteriormente, devido à necessidade de alterar a velocidade e o torque de saída de um motor e adequá-lo às necessidades do equipamento ou do usuário, começaram a surgir os primeiros variadores de velocidade. O mais comum deles é o redutor, que tem apenas uma redução fixa. Isto é, para cada rotação de entrada só tem uma rotação de saída respectiva. Ao longo desse trabalho, consideraremos o redutor como outro tipo de elemento de transmissão, ou seja, ele não entrará na classificação de variador. Será feito desta forma, pois será classificado como variador apenas sistemas de transmissão mecânica que podem entregar duas ou mais velocidades diferentes de saída. A razão entre as velocidades de saída pode variar de acordo com a necessidade do usuário ou do equipamento, dentro dos limites entre as velocidades máxima e mínima do projeto do variador. Os variadores e redutores mais comuns são sistemas de transmissão mecânica basicamente formada por engrenagens, correntes, correias, polias, rodas de atrito, etc.

O desenvolvimento de redutores e variadores tem se caracterizado por contínuos aperfeiçoamentos dos materiais, de técnicas e de equipamentos de produção para proporcionar uma maior confiabilidade e uma vida mais longa. A especificação de potência das engrenagens tem crescido para atender as exigências de equipamentos maiores e mais rápidos. Podem-se identificar nessa evolução os seguintes passos: a introdução de soldagem para a construção das rodas e das carcaças de engrenagens e a introdução de materiais de maior dureza para pinhões e engrenagens para satisfazer o requisito de maiores cargas sobre os dentes. Os primeiros projetos de redutores incorporavam muitos dispositivos para minimizar os efeitos de flexão e torção do pinhão e de imperfeições na fabricação e no alinhamento. Entretanto, a experiência mostrou que tais dispositivos eram desnecessários, e os elementos dos redutores são projetados e fabricados de tal forma que são obtidas pressões uniformes nos dentes, descartando a necessidade de uso de quaisquer dispositivos que tenham que, por fim, compensar deflexões do pinhão.

Na figura 3 é possível observar os principais tipos de transmissões mecânicas utilizadas hoje em dia e que serão descritos detalhadamente nos próximos capítulos.

**Figura 3 - Tipos de mecanismos de transmissão mecânica**



**Fonte: elaborado pelo autor.**

### 1.3 – Objetivos

O objetivo principal desse trabalho é projetar um variador de velocidade escalonado que possa ser fabricado e utilizado na indústria de máquinas operatrizes por empresas que estejam pretendendo lançar um torno, fresadora, furadeira ou afins, com uma gama de seis velocidades de saída, entre 185 e 562 RPM, com um motor de 3 KW de potência e uma velocidade nominal de entrada de 710 RPM.

Dentre os objetivos específicos do projeto, tem-se:

- Apresentar uma introdução sobre o tema de forma que o leitor pudesse ficar situado sobre o que exatamente são as máquinas operatrizes e qual é a importância das transmissões mecânicas para elas;
- Verificar os tipos de variadores existentes no mercado para que então seja possível iniciar os cálculos necessários para o projeto do variador baseado em alguns conhecimentos adquiridos ao longo do curso de Engenharia Mecânica.
- Realizar os cálculos de projeto de todos os elementos de máquinas presentes no sistema de forma que seja possível, finalmente, realizar em um software especializado a representação técnica do mecanismo através de sua montagem virtual, com todos os detalhes no que diz respeito à geometria e fabricação de suas peças.
- Elaborar um plano de fabricação para cada peça que não possa ser adquirida de um fabricante especializado. Já para aquelas que serão compradas, haverá uma seleção baseada no catálogo de cada fabricante. Feito isto, será descrito o plano de montagem do conjunto.

#### **1.4 – Metodologia**

A partir dos objetivos traçados anteriormente, foi possível determinar as etapas enumeradas abaixo para a realização do projeto:

- I. Através de uma pesquisa bibliográfica feita tanto na internet quanto no material fornecido e indicado ao longo do curso de Engenharia Mecânica, foi possível identificar e descrever os diversos tipos de redutores e variadores disponíveis no mercado;
- II. Baseado nessa pesquisa foi possível definir a estrutura básica do variador a ser desenvolvido bem como seu funcionamento para atender aos requisitos iniciais de projeto;
- III. Em seguida, utilizando uma ferramenta desenvolvida no programa Excel 2010, da Microsoft, foram dimensionados todos os elementos mecânicos que irão compor o corpo do mecanismo, sendo eles: polias, correias, engrenagens, eixos, chavetas, estrias e rolamentos.
- IV. Posteriormente, foram estabelecidas as geometrias das peças que não requerem dimensionamento. Tais valores foram obtidos através de tabelas presentes na bibliografia pertinente que foram desenvolvidas baseadas em observações

experimentais. Tal recurso foi utilizado para peças como: carcaça, tampas dos eixos, anéis de feltro, anéis elásticos, parafusos da carcaça, medidor do nível de óleo, alavancas, alças de locomoção e tampa de óleo.

- V. Com esses valores em mãos, foi possível realizar o desenho de todas as peças do sistema no software Solidworks 2012. Em seguida foi feita a montagem de todas as peças, compondo o mecanismo.
- VI. Finalmente, as peças e a montagem foram representadas segundo as normas técnicas da “NBR”, também no software Solidworks 2012 e posteriormente foi desenvolvido um breve manual de fabricação básico para cada uma das peças a serem fabricadas.

### **1.5 – Organização do trabalho**

No capítulo um encontra-se a introdução, onde é detalhada a aplicação do variador a ser fabricado, além de se fazer a descrição dos aspectos gerais de uma transmissão mecânica. Em seguida, ainda neste capítulo, está a metodologia utilizada para o desenvolvimento do projeto.

Já no segundo capítulo encontra-se a classificação detalhada dos diversos tipos de redutores utilizados na indústria atualmente, parte importante do projeto uma vez que os redutores foram os precursores do dispositivo a ser projetado.

Em seguida, no terceiro capítulo, há também uma classificação detalhada, porém agora dos variadores de velocidade, categoria dos elementos de transmissão mecânica na qual está enquadrado o mecanismo projetado.

No capítulo seguinte, o quatro, está a descrição de todos os cálculos realizados para o dimensionamento do variador além do detalhamento das peças a serem selecionadas de fabricantes especializados ou cujas dimensões foram encontradas em tabelas da referência [1]. Como solicitado nas normas para projeto final presentes no site da Escola Politécnica, encontram-se descritas apenas as equações fundamentais para o projeto, enquanto no apêndice [A] é possível encontrar todos os demais cálculos.

Já no capítulo cinco é possível encontrar o detalhamento sobre as características fundamentais do variador, como seu sistema de lubrificação, transporte, armazenamento, segurança, etc.

No capítulo seis encontra-se um manual básico de fabricação para todas as peças presentes no projeto que não serão compradas de fabricantes especializados.

No capítulo sete foi elaborado um plano de montagem para o conjunto visando economia de tempo no processo.

O capítulo oito trata-se da conclusão do trabalho, onde são feitas as considerações necessárias e observações pertinentes ao projeto.

Finalmente no capítulo nove estão destacadas todas as referências bibliográficas e normas técnicas consultadas ao longo do trabalho.



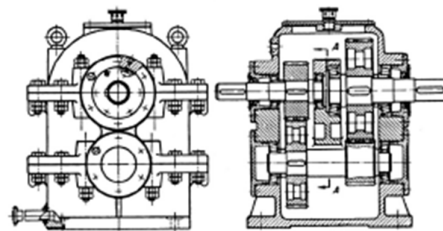
## 2 - Redutores

### 2.1 - Redutores de engrenagens

#### 2.1.1 - Redutores de engrenagens cilíndricas de dentes retos ou helicoidais

Esses redutores possuem dois ou mais pares de engrenagens que ligam entre si dois eixos apoiados em mancais fixos. Um dos redutores mais simples desse tipo é o redutor básico de dois escalões (fig. 4). Nesse tipo a velocidade angular de acionamento (rotação principal de entrada) é transformada uma vez pelos pares de engrenagem 1-2 e, a seguir, pelas engrenagens 3-4 para a velocidade final. As engrenagens cilíndricas desses redutores podem ser de dentes retos, ou helicoidais. As engrenagens cilíndricas de dentes retos são utilizadas quando o projeto é mais simples e não estará submetido a altas rotações.

**Figura 4 - Redutor de Engrenagens Cilíndricas**

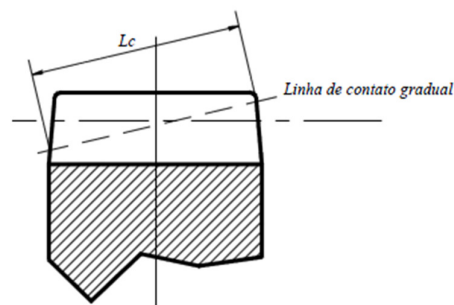


Fonte: referência [5], folha 119.

Já as engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais são utilizadas no projeto quando o redutor ou variador estará submetido a altas rotações e, além disso, quando uma redução do ruído emitido for necessária. Isso acontece devido a dois fatores:

- O contato inicial é um ponto. À medida que os dentes vão se engrenando forma-se uma linha diagonal à face (fig.5):

**Figura 5 - Linha de contato entre duas engrenagens helicoidais.**



Fonte: referência [3], Apostila de engrenagens helicoidais, página 9.

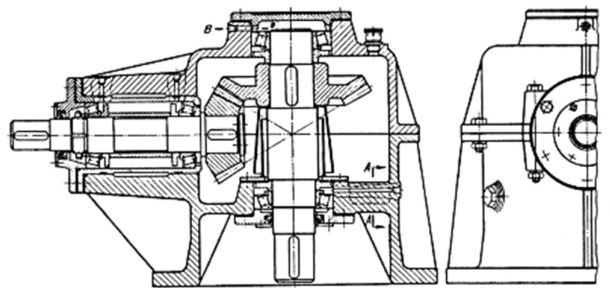
- A transmissão suave da carga permite que sejam transmitidas grandes potências em altas rotações.

### 2.1.2 - Redutor com engrenagens cônicas

Os redutores de engrenagens cônicas (fig. 6) são compostos por engrenagens mais complexas dos que os redutores de engrenagem de dentes retos. Esse sistema é usado em casos onde o mecanismo será submetido a altas potências. As principais características dessa transmissão são:

- Utilizadas para transmissão entre eixos que se interceptam, normalmente a  $90^\circ$ ;
- Alto rendimento, equivalente ao das engrenagens de dentes ou helicoidais.
- Eixos normalmente a  $90^\circ$ , porém outros ângulos podem ser obtidos.

**Figura 6 - Exemplo de um redutor com engrenagens cônicas.**

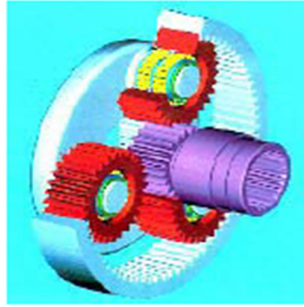


Fonte: referência [5], folha 125.

### 2.1.3 - Redutor planetário

As transmissões planetárias ou trens de engrenagens epicicloidais, como são também conhecidas, permitem uma ampla gama de aplicações. Características importantes em sistemas mecânicos na atualidade, como a compacticidade e a confiabilidade, estão presentes nos planetários, que devido à possibilidade do múltiplo engrenamento, agem reduzindo o risco de pane em operação. Os problemas relacionados aos planetários (fig. 7) estão fundamentalmente ligados ao desenvolvimento do projeto dos mesmos, pois são sistemas de alta complexidade cinemática e difícil visualização.

**Figura 7 - Exemplo de um redutor de engrenagens planetárias.**

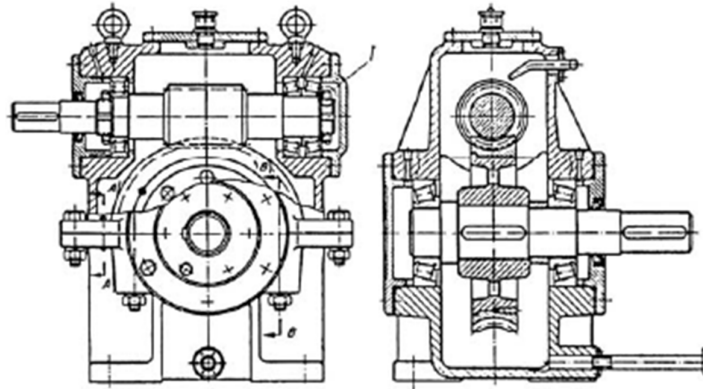


Fonte: referência [9], página 9.

#### **2.1.4 - Redutor do tipo coroa e rosca sem fim**

Os redutores do tipo coroa e rosca sem fim (fig. 8), são projetados para o acionamento de toda classe de máquinas e aparelhos de baixa velocidade. Isso ocorre pois eles permitem reduções superiores a até 100 vezes a velocidade de entrada. Esse tipo de redutor apresenta, contudo, baixos rendimentos devido às perdas por atrito. Os eixos se apresentam geralmente a 90°, porém outros ângulos podem ser obtidos.

**Figura 8 - Redutor estilo rosca sem-fim.**



Fonte: referência [5], folha 130.

### **2.2 – Redutores de correias (plana ou em “V”) e polias**

As transmissões mecânicas por correias e polias são bastante utilizadas em máquinas e dispositivos mecânicos como motores (de automóveis, caminhões, tratores, etc), esteiras transportadoras (para mineração, logística, cargas), transmissões CVT, variadores de velocidade em máquinas ferramenta, cabeças remotas pantelt (filmagem), portas automáticas, etc.

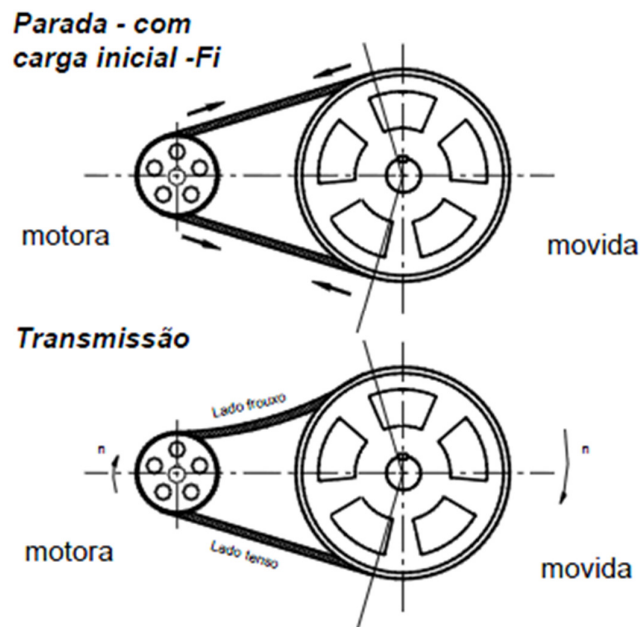
As principais características desse tipo de transmissão são:

- Transmissão de alta e média potência;

- Permite movimentação a alta velocidade;
- Adequada a grande distância entre eixos;
- Funcionamento silencioso;
- Ausência de lubrificação;
- Elevada absorção de choques e vibrações;
- Baixo custo devido à padronização;
- Facilidade de manutenção;
- Deformações devido à variação de tensões na correia (ramos tensionado e frouxo);

O princípio de funcionamento é o seguinte: trata-se de uma transmissão por atrito (fig. 9) que é resultante de uma compressão inicial entre a correia e a polia, através de uma carga inicial ( $F_i$ ) ou pré-carga na correia quando estacionária, ficando ambos os lados da correia submetidos ao mesmo esforço. Quando a transmissão está em funcionamento, observa-se que os lados da correia não estão mais submetidos à mesma tensão; isso ocorre uma vez que a polia motora tenciona mais a correia em um lado (ramo tenso) do que do outro (ramo frouxo). Essa diferença de tensões entre os lados tenso e frouxo da correia é causadora de uma deformação na correia denominada **creep**.

Figura 9 - Transmissão por correias.



Fonte: referência [3], apostila de elementos de transmissão flexíveis, página 12.

Na polia motora, a correia entra tensa devido ao esforço de girar a polia movida, e sai frouxa. Assim, à medida que a correia passa em torno da polia, a tensão gradualmente diminui e a correia sofre uma contração também gradual. Na polia movida, o fenômeno se repete, mas inversamente. Outro fenômeno que pode acontecer em transmissões por correias é o deslizamento, sendo este consequência de uma tensão inicial insuficiente ou de uma sobrecarga excessiva no eixo resistente, o que causa uma compressão insuficiente da correia sobre a polia, não desenvolvendo o atrito necessário entre elas. Ambos os efeitos diminuem o rendimento da transmissão. O **creep** é inevitável, pois é consequência da elasticidade do material da correia, porém a perda decorrente é pequena e não afeta de modo sensível a transmissão. O deslize, quando excessivo, além de diminuir consideravelmente o rendimento da transmissão, gerar calor capaz de danificar a superfície da correia. O deslizamento é evitado com a aplicação de uma tensão inicial adequada.

### **2.3 – Redutores de correntes**

As correntes de acionamento são elementos de transmissão de potência mecânica flexíveis, formados de partes rígidas vinculadas por juntas de rotação. As correntes são, em geral, fabricadas em aços especiais, tratadas termicamente (têmpera e revenido), com superfícies de apoio (pinos e buchas) endurecidas para aumentar a resistência ao desgaste e à corrosão.

Algumas características são mostradas a seguir:

- Não apresenta deslizamento entre corrente e roda dentada;
- Adequada para grandes distâncias entre eixos;
- Transmissão de elevada potência (torque);
- Permite grandes reduções;
- Existência de ruídos, choques e vibrações;
- Desgaste devido a fadiga e tensão superficial.
- Necessidade de lubrificação;
- Necessidade de proteção contra poeira.
- Velocidade relativamente baixa.

As correntes podem ser simples, dupla, tripla, múltipla com suas devidas características. Uma simples transmissão por corrente pode ser um redutor de velocidade.

Os principais tipos de correntes são:

### **2.3.1 - Correntes de rolos**

São as mais usadas. O desgaste é reduzido pois os pinos são providos de roletes. Na figura 10 é possível observar uma corrente de rolos.

**Figura 10 - Exemplo de corrente de rolos.**



**Fonte: referência [10].**

### **2.3.2 - Correntes silenciosas**

São empregadas para elevar velocidades. Os dentes se ajustam melhor nas rodas dentadas, reduzindo o desgaste, a vibração e os ruídos. Na figura 11 é possível ver um exemplo.

**Figura 11 - Exemplo de corrente silenciosa.**



**Fonte: referência [10].**

### 3 - Variadores

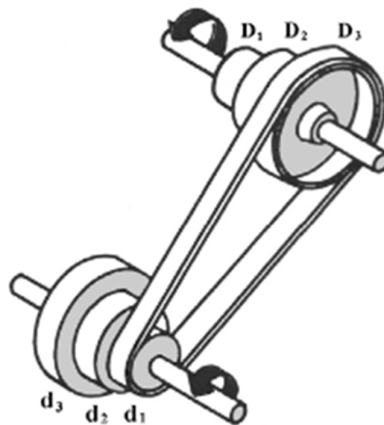
#### 3.1 - Variadores Escalonados

##### 3.1.1 - Por degraus de polias

Na transmissão por polia escalonada fica mantido o sentido da rotação. No caso da necessidade de alteração do sentido, deve-se montar a correia de forma cruzada. Polias escalonadas possuem vários diâmetros de grandezas diferentes, podendo-se escolher qualquer uma delas para colocar uma correia plana ou em “V” ou ainda em forma de cordão.

Tem-se, entretanto, como condição que a correia mantenha a melhor possível e a mesma tensão em todas as posições. Os variadores simples de polia escalonada são formados basicamente por dois conjuntos de polias. Porém, temos que para todas as posições da correia, a soma dos diâmetros opostos permaneça sempre igual (fig. 12). Poderemos até utilizar os conjuntos de polias com diâmetros com valores diferentes, mas de um modo geral, recomenda-se que sejam construídas polias escalonadas iguais.

**Figura 12 - Variador Escalonado tipo degrau de polias.**



**Fonte: referência [3], apostila de elementos de transmissão flexíveis, página 9.**

O variador de polias escalonadas tem várias desvantagens, como:

- A troca de posição das correias consome muito tempo;
- A transmissão de força é limitada quando a velocidade da correia é reduzida;

- A segurança na transmissão da força é prejudicada frequentemente pelo pequeno arco de contato na polia menor, uma vez que exatamente nela o eixo gira com máxima velocidade de rotação ou com maior momento;
- Em virtude do comprimento construtivo, o número de degraus é limitado.

Assim, só se justifica o emprego das polias escalonadas em eixos de altas velocidades com pequenas potências. O campo de aplicação mais importante das correias na construção de máquinas-ferramenta são os acionamentos principais, nos quais o motor elétrico aciona, através de correias, o eixo da caixa do variador ou árvore.

O acionamento por correias é frequentemente preferido a montagem direta de um motor elétrico com flange, pois as mesmas cedem em caso de sobrecarga. Além disso, a utilização de correias permite o emprego de qualquer motor normal, como também a modificação do acionamento, o que não é possível com motores flangeados. Uma condição primordial para o funcionamento adequado é uma pré-carga suficientemente grande (até 20kgf/cm<sup>2</sup>). Por isso um dos eixos deve ser deslocável. Geralmente, o motor elétrico é fixado sobre trilhos ou numa base basculante.

No caso de correias em “V”, os diâmetros das polias devem ser escolhidos de acordo com as normas e com os valores maiores possíveis, a fim de que a velocidade periférica se torne grande, porém menor do que 25 m/s. É conveniente escolher não uma, mas diversas (até 10) correias para a transmissão de potência. A fim de que se possa montar a correia e então estica-la, o afastamento entre eixos deve ser diminuído de duas vezes a altura da correia em “V” e depois aumentado de 2 a 4%.

Para acionamento para correias planas e em “V” calcula-se um rendimento global médio de 0,9 a 0,95%, enquanto que a perda de velocidade por alongamento e escorregamento atinge cerca de 0,5 a 1,5%.

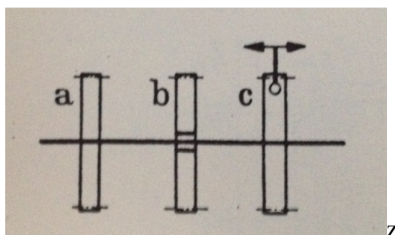
### **3.1.2 - Variadores escalonados por pares de engrenagens**

O Variador que será projetado nesse trabalho encaixa-se nessa classificação. Nos variadores escalonados de engrenagens, algumas destas são fixas sobre eixos, outras são deslocáveis, outras soltas (loucas) e acopláveis. Para facilitar a leitura dos desenhos de montagem dos acionamentos de engrenagens, estas são representadas por símbolos (fig. 13). As engrenagens deslocáveis são móveis axialmente e podem transmitir torque através de uma chaveta, eixo ranhurado ou perfil poligonal. Já as engrenagens loucas



movem-se axialmente também, porém não transmitem torque. Nessa parte do projeto seguiremos a classificação indicada na referência [1], com pequenas modificações.

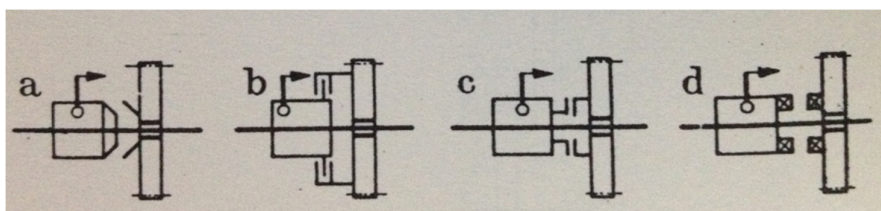
**Figura 13 - Engrenagens (a) fixas, (b) deslocáveis e (c) loucas.**



Fonte: referência [5], página 39.

Além disso, ao invés das engrenagens, podem-se ter acoplamentos móveis (fig. 14), que serão os responsáveis pela transmissão do torque à engrenagem.

**Figura 14 - Representação de acoplamentos: (a) acoplamento cônico de fricção, (b) acoplamento de lamelas, (c) acoplamento de dentes, (d) acoplamento de garras.**



Fonte: referência [5], página 39.

### **3.1.2.1 - Engrenagens substituíveis e engrenagens de troca**

Representam o variador mais simples de engrenagens, no qual, de caso em caso, são substituídas duas ou mais engrenagens, a fim de se obter a relação de transmissão desejada. As engrenagens substituíveis podem ligar diretamente dois eixos fixos (engrenagens de troca), ou podem ser dispostas como acionamento duplo. Engrenagens de troca devem preencher, além da relação de transmissão, as condições para a distância entre eixos.

### **3.1.2.2 - Variadores básicos tipo bloco deslizando**

Possuem dois ou mais pares de engrenagens que ligam entre si dois eixos apoiados em mancais fixos. O variador mais simples desse tipo é o variador básico de dois escalões, no qual a velocidade angular de acionamento  $n_a$  é transformada uma vez, pelas engrenagens 1-2 e, a seguir, pelas engrenagens 3-4 para a velocidade final. Os pares de engrenagens 1-2 e 3-4 podem ser levados a atuar pela ação de acoplamentos ou por deslocamento axial. Para três velocidades de saída utiliza-se um variador de três

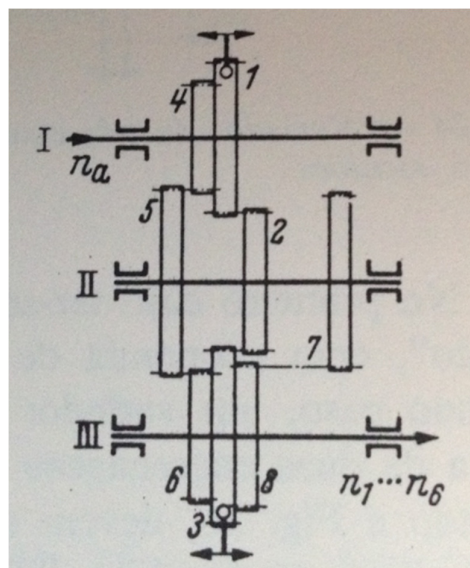
escalões com engrenagens deslocáveis. A largura construtiva aqui já se torna bem considerável, razão pela qual só muito raramente se dispõe mais pares de engrenagens nessa forma.

### 3.1.2.3 - Variadores de múltiplos blocos deslizantes

Pela ligação em série de dois variadores básicos (tipo bloco deslizante) de dois escalões, obtêm-se um variador de três eixos com quatro escalões. De modo análogo, pode-se também ampliar este variador, ligando-se atrás do variador de três eixos mais um variador básico de dois escalões, resultando em oito velocidades de saída diferentes.

No caso do projeto apresentado será utilizado um variador de três eixos com seis escalões ou velocidades de saída (fig. 15), dessa forma, teremos um variador básico de dois escalões e outro de três escalões ( $2 \times 3 = 6$ ).

Figura 15 - Variador escalonado de 3 eixos e 6 escalões.



Fonte: referência [5], página 44.

Com o aumento do número de escalões, mantendo-se a amplitude do escalonamento, amplia-se a faixa de velocidades do variador. Para tal, entretanto, deve crescer o afastamento entre as relações de transmissão.

### 3.1.2.4 - Variadores com “zigzag” e recondução

A fim de obter algumas das velocidades, é necessário que a força percorra o variador em “zigzag”. Na figura 15 está representado um variador deste tipo, de quatro escalões. As engrenagens não são fixas ao eixo, mas são montadas em buchas,

podendo ser ligadas ao eixo pelos acoplamentos  $K_1$  e  $K_2$ . Os circuitos para cada uma das velocidades, para diversas posições dos acoplamentos, são segundo a figura 16:

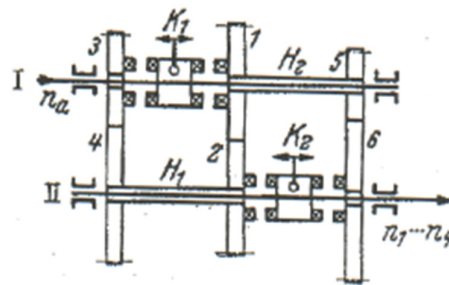
$n_1$ : I- $K_1$ -3-4- $H_1$ -2-1- $H_2$ -5-6- $K_2$ -II

$n_2$ : I- $K_1$ - $H_2$ -5-6- $K_2$ -II

$n_3$ : I- $K_1$ -3-4- $H_1$ - $K_2$ -II

$n_4$ : I- $K_1$ -2- $K_2$ -II

**Figura 16 - Exemplo de variador com zigue-zague.**



Fonte: referência [5], página 47.

### 3.1.2.5 - Variadores de inversão

Esses variadores são antepostos ou propostos aos variadores ou, ainda, interligados aos variadores escalonados, a fim de mudar o sentido de rotação, ramificar uma saída, unificar diversas saídas e, finalmente, para desviar para um outro plano a entrada ou saída. Inversores são construídos como variadores de inversão de engrenagens cilíndricas, nos quais, na passagem do eixo motor para o eixo movido, estão montadas uma vez por um par de engrenagens sem intermediária e outra vez com intermediária. Pode-se construir o inversor com relações de transmissão diferentes nos dois circuitos. Sendo possível, inverter também a rotação do motor de acionamento, obtém-se, então, pela dupla inversão, uma segunda série de velocidades.

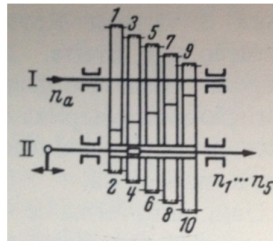
### 3.1.2.6 - Formas construtivas especiais para as caixas de avanço

Em decorrência da exigência de, para potências pequenas, abrigar em um espaço limitado um grande número de escalões, resultam para as caixas de avanço algumas formas construtivas especiais:

- Variador de chaveta deslocável:

Nele, há engrenamento permanente das engrenagens 1-3-5-7-9 com as engrenagens 2-4-6-8-10, respectivamente. O eixo acionado é oco e nele é montada uma chaveta deslocável, que encaixa na ranhura da engrenagem cilíndrica que está na frente. Nesta execução economiza-se bastante espaço (fig. 17).

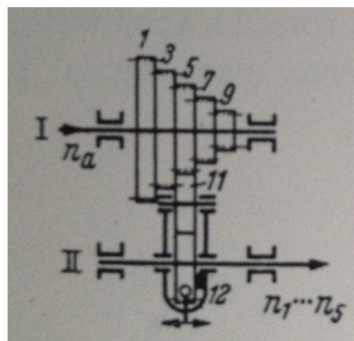
**Figura 17 - Variador de chaveta móvel.**



**Fonte: referência [5], página 48.**

Neste, o tamanho da engrenagem basculante 11, presente na figura 18, é indiferente para as velocidades; o sentido de rotação permanece inalterado. Na caixa de engrenagem basculante, a engrenagem 12 pode engrenar através da intermediária 11 em uma das engrenagens 1, 3, 5, 7 ou 9. Portanto esse tipo de variador é um variador de dois eixos onde podemos dizer que  $z_2 = z_4 = z_6 = z_8 = z_{10} = z_{12}$ .

**Figura 18 - Variador de velocidade tipo caixa Norton.**

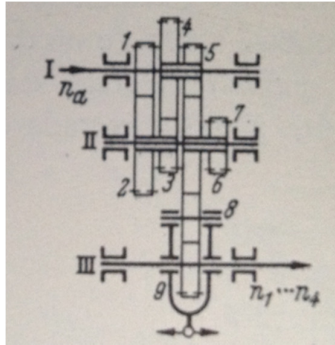


**Fonte: referência [5], página 49.**

- Variador de caixas multiplicadoras:

Frequentemente são também montadas as caixas multiplicadoras, também chamadas caixas de meandros. Nestes variadores, como se pode ver na figura 19, a engrenagem 1 é a única engrenagem fixa sobre o eixo, sendo as demais loucas, mas sempre duas sobre uma bucha. O variador se compõe, pois, de intermediárias dispostas em série, das quais se pode utilizar uma parte arbitrária qualquer, pela seleção com as báscula, de engate da engrenagem 8, com a engrenagem 2, 4, 6 ou 7.

**Figura 19 - Variador de caixas multiplicadoras.**

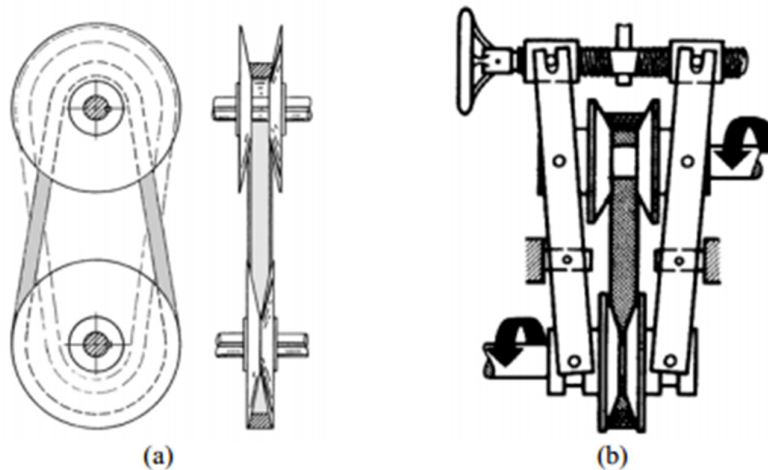


Fonte: referência [5], página 49.

### 3.2 – Variadores Contínuos

São um tipo de CVT (“Continuous Variable Transmission” ou, em português, “Transmissão Variável Contínua”) normalmente utilizados para pequenas relações de transmissão, com valores entre 0,8 e 1,2, obtidas através do deslocamento axial dos discos cônicos. Os diâmetros úteis (dm) das polias motora e movida variam opostamente, de tal forma que se conserva a tensão sem a variação da distância entre os eixos. Dessa forma pode-se obter qualquer velocidade entre a máxima e a mínima estipuladas. Na figura 20 é possível ver exemplos desse tipo de variador.

**Figura 20 - Exemplos de transmissões variáveis contínuas.**



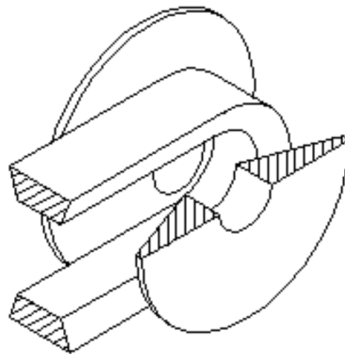
Fonte: referência [3], apostila de elementos de transmissão flexíveis, página 9.

#### 3.2.1 - Polias móveis

As polias de diâmetros variáveis são dois cones de  $20^\circ$  que se “enfrentam” com a correia em “V” entre eles (fig. 21). O ponto onde a correia em “V” está em contato

com os cones é determinado pela distância entre eles, ou seja, quanto mais próximo eles estiverem, maior será o raio efetivo daquela polia. Além disso, quanto mais larga for a correia, maior será a escala de raios disponíveis. Frequentemente são utilizadas correias especiais ou até mesmo correntes com almofadas de contato para aumentar as possibilidades de relações de transmissão.

**Figura 21 - Polia de diâmetro variável.**



**Fonte: referência [9], página 17.**

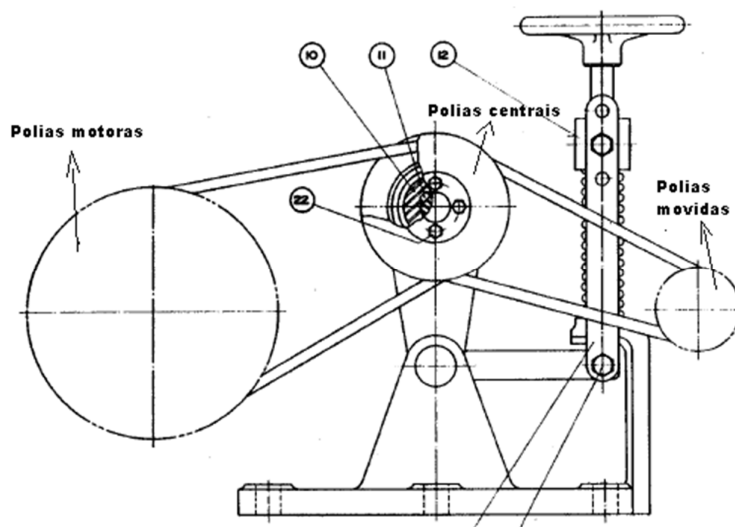
As polias de diâmetro variáveis devem sempre vir em pares e enquanto uma estiver aumentando o raio, a outra estará diminuindo. A relação de transmissão será a razão entre o raio da polia motora sobre o raio da polia movida. Geralmente uma delas será dirigida por um volante enquanto a outra ficará simplesmente apertada por uma mola. As polias de diâmetros variáveis já foram utilizadas em diversas aplicações, como máquinas operatrizes, *snowmobiles* e até mesmo automóveis.

O funcionamento das duas polias expansivas, uma polia pelo comando manual e outra por mola, possibilita um bom rendimento, proporcionando uma variação contínua e precisa. Com a aplicação das duas polias expansivas no variador, é conseguida uma larga faixa de variação de velocidade, sem que seja necessária a troca da correia ou polias, como nos variadores convencionais. O variador de polia variável é fácil de manusear, devido ao sistema utilizado para o comando na variação de velocidade (volante), sendo esta variação contínua na rotação. O controle do comando de velocidade deverá ser utilizado apenas com o variador em funcionamento. Pela simplicidade na construção, a sua manutenção se torna fácil e não apresenta grandes problemas no que diz respeito à lubrificação.

### 3.2.2 - Polia Intermediária

Para explicar o funcionamento desse tipo de variador, tomarei como exemplo um que já desenhei (fig. 22) da disciplina “Desenho Técnico em Engenharia Mecânica”, ministrada pelo professor Armando Carlos de Pina Filho.

**Figura 22 - Variador contínuo de polia intermediária.**



**Fonte: referência [8], capítulo 7, página 56.**

Nesse variador de velocidade o volante é quem dita qual será a variação da relação de transmissão: ao girá-lo, o eixo acoplado a ele através de uma chaveta desce, uma vez que está enroscado ao suporte da base. Ao descer, esse eixo toca o braço do corpo do variador e faz esse corpo girar em torno de um outro eixo. No cilindro superior desse corpo, que acompanha o movimento de rotação do sistema, há dois rolamentos que dão suporte a um eixo que atravessa esse cilindro superior e acopla-se, em seguida, a uma bucha através de outra chaveta. Nessa bucha serão aparafusadas as tampas dos rolamentos. É também nesse eixo superior que estão as faces internas e externas das polias intermediárias. Essas polias intermediárias são divididas em duas peças (cones), de forma que seu diâmetro interno possa variar de acordo com o movimento do corpo principal da peça, ou seja:

As polias motoras, fixas, serão ligadas a essas polias centrais através de correias em “V”. As polias centrais transmitirão o movimento às polias movidas, também fixas, do outro lado do sistema através de outras correias em “V”. O corpo do variador, ao inclinar-se para a direita, por exemplo, aumentará as tensões nas correias ligadas às polias motoras e como essas polias estão fixas, obrigará as polias centrais a se abrirem, uma vez que elas tenderão a manter as tensões originais constantes. Assim, elas

reduzirão seu diâmetro e aumentarão a relação de transmissão ( $i_1$ ) entre polia motora e a polia central. Por outro lado, como as polias centrais ligadas às polias motoras se abrirão para reduzir o diâmetro, as polias centrais conectadas às polias movidas (que também estão fixas) se fecharão e, assim, aumentarão seu diâmetro. Isso fará com que a relação de transmissão entre essas polias ( $i_2$ ) também aumente. A relação de transmissão final será a multiplicação entre  $i_1$  e  $i_2$ .

### **3.2.3 - Variador hidráulico**

Esse tipo de variador é formado por: um motor para acionamento, uma bomba hidráulica, a polia motora, a polia movida e uma válvula direcional. Esses são os elementos básicos sendo que ele funciona da seguinte maneira: o motor de velocidade constante é acionado e, com isso, entra em funcionamento a bomba hidráulica, também de velocidade constante. Através de uma alavanca é acionada a válvula hidráulica direcional, o que fará com que a polia motora aumente ou diminua de diâmetro. Um cilindro hidráulico abre e fecha a polia.

## **3.3 - Variadores por rodas de atrito**

Os variadores de rodas de atrito são outro tipo de "CVT" (Continuous Variable Transmission) e podem variar de acordo com suas formas construtivas. Nas transmissões por roda de atrito, transmite-se a força tangencial entre as duas rodas ou polias em contato por meio de atrito. Este tipo de transmissão pode ser utilizado tanto para eixos paralelos como para eixos reversos ou concorrentes, e para relações de multiplicação de até 6 (em casos extremos, até 10). São sensivelmente iguais aos valores obtidos nas transmissões por correia, porém a distância entre eixos, o peso e o preço alcançam valores mais vantajosos. Em compensação, o amortecimento elástico dos choques é menor, o ruído mais elevado e a segurança de funcionamento dependem da conservação das forças de pressão necessárias. Os variadores de rodas de atrito normalmente são formados de rodas de atrito constantes, à tração, cônicas ou por associações múltiplas.

### **3.3.1 - Rodas de atrito constante**

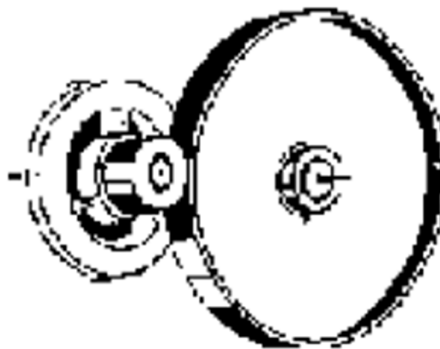
Esse tipo, na verdade, trata-se de um redutor e não de um variador. Tem-se um diâmetro útil nas rodas de atrito (fig. 23) e, assim, uma relação de multiplicação constante. Além disso, as rodas estão em permanente contato. Em relação à transmissão por correia, que também forma um ciclo fechado de forças, as rodas de atrito permitem



uma transmissão indireta de força (sem a introdução da correia elástica com suas vantagens e desvantagens) para dimensões de polias e forças nos mancais aproximadamente iguais, contanto que seja utilizada uma associação de atrito de borracha ou material aglomerado sobre aço ou ferro fundido cinzento.

Nas rodas de atrito, a força de compressão e a força de transmissão estão concentradas numa parte muito estreita sobre o contorno da polia, de tal maneira que a solicitação local é muito maior do que na transmissão por correia. Em relação às rodas de atrito constante, deve-se levar em conta, ainda, as rodas de acionamento por atrito de veículos sobre trilhos e auto veículos, onde o trilho e a estrada servem de roda oposta.

**Figura 23 - Redutor de rodas de atrito constantes.**

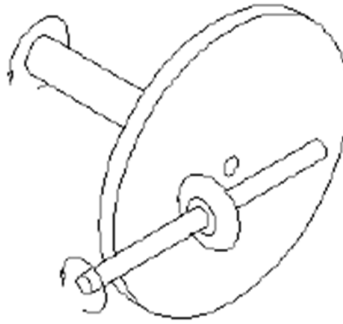


Fonte: referência [9], página 20.

### **3.3.2 - Rodas de atrito à tração**

Um dos tipos mais comuns de CVT (*“Transmissão Variável Contínua”*) é o de fricção, em que dois corpos são postos em contato em um determinado ponto, e dessa forma a fricção transfere o movimento circular de um corpo ao outro, sendo que este ponto de contato pode variar. Às vezes há um terceiro corpo intermediário, geralmente uma roda ou uma correia. A CVT mais simples é o projeto “disco e roda” (fig. 24), em que uma roda monta em cima da superfície de um disco girando; a roda pode ser deslizada ao longo de um eixo ranhurado para encostar-se ao disco em distâncias diferentes. A relação da velocidade de tal projeto é simplesmente o raio da roda dividida pela distância do ponto de contato ao centro do disco.

**Figura 24 - CVT do estilo disco e roda.**

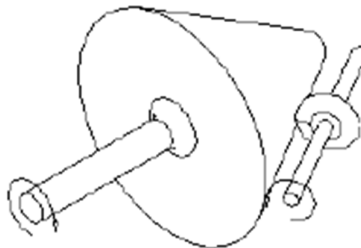


**Fonte: referência [9], página 20.**

A parte negativa desse tipo de projeto é que há potência perdida de duas maneiras: deformação dos componentes e deslizamento diferencial. A deformação dos componentes é o principal fator dos dois, e é causada por forças normais elevadas. Ela pode ser minimizada usando materiais muito duros, que não deformam muito, e materiais com um coeficiente muito elevado de fricção. Já deslizamento diferencial é causado por uma área de contato grande entre os componentes.

Muito similar ao "disco e roda" é o projeto "cone e roda", presente na figura 25, em que o disco é substituído por um cone.

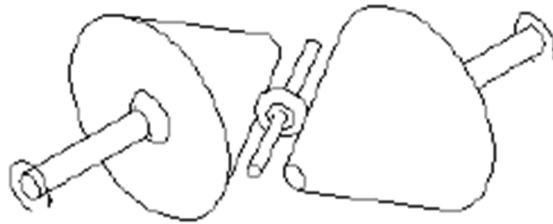
**Figura 25 - CVT do estilo cone e roda.**



**Fonte: referência [9], página 21.**

Projetos mais avançados utilizam três corpos em vez de dois. Há duas vantagens a usar três corpos: aumento na escala da relação da velocidade e um projeto mais simples devido a um equilíbrio de forças mais fácil de ser atingido. A escala de relações da velocidade geralmente é a mesma para multiplicação e para redução - por o exemplo, pode variar de 1:5 a 5:1. Quase todos estes projetos são baseados em superfícies de contato toroidal, com exceção do projeto do "cone duplo" (fig. 26). Neste caso, utilizam-se duas polias e uma roda intermediária que fará a transmissão do movimento.

**Figura 26 - CVT do tipo "cone duplo" com roda.**



**Fonte: referência [9], página 21.**

Outra alternativa à roda intermediária é o uso de uma correia (fig.27).

**Figura 27 - Variador do tipo "cone duplo" com correia.**



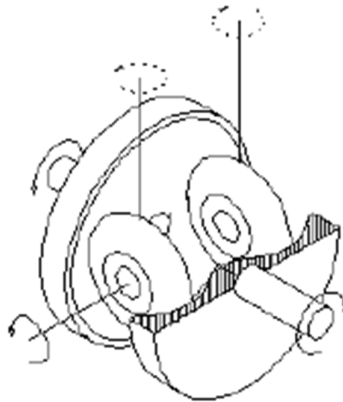
**Fonte: referência [11], página 1.**

### **3.3.3 - "CVT" Toroidal**

Já no caso do CVT Toroidal, as correias são substituídas por discos e rodas, de modo que um disco conecta-se ao motor, outro disco conecta-se à árvore de transmissão e as rodas, localizadas entre os discos, transmitem potência de um disco ao outro. Os dois discos são coaxiais e com seções transversais semi-circulares. O espaço entre eles é tal que os centros das seções transversais coincidem. Duas ou mais rodas intermediárias são colocadas entre os discos e os eixos delas devem ser perpendiculares aos dos discos.

Pela ilustração abaixo (fig. 28), a transmissão da velocidade é variada pela rotação das rodas em direções opostas através dos eixos verticais (observar setas pontilhadas). Uma roda gira em sentido horário, outra em sentido anti-horário.

**Figura 28 - Exemplo de CVT toroidal.**

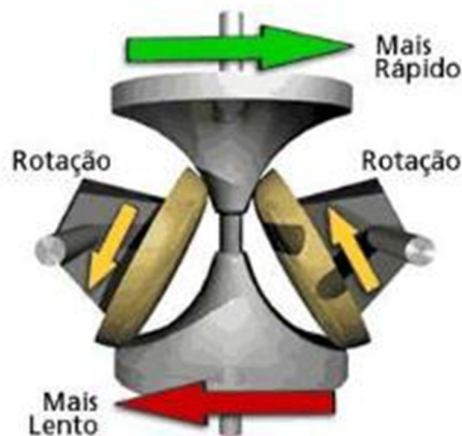


**Fonte: referência [9], página 21.**

Quando as rodas estão em contato com o disco condutor próximo ao centro, elas precisam entrar em contato com o disco conduzido através da borda externa. Com isso, obtém-se um aumento de torque e redução de rotação. De modo análogo, quando as rodas encostam-se ao disco condutor pela borda externa, elas precisam entrar em contato com o disco conduzido próximo ao centro, resultando em um aumento de rotação e redução de torque.

Assim como o disco CVT evoluiu no cone CVT, a CVT toroidal evoluiu para uma forma cônica também (fig. 29). O resultado é uma transmissão muito mais compacta. Este tipo de transmissão é usado nos Nissan Micra e no Toyota Prius.

**Figura 29 - CVT toroidal mais moderno (forma cônica).**



**Fonte: referência [11], página 1.**

O CVT demorou a chegar às linhas de produção por sérias limitações de fabricação. O principal fator limitante é o atrito entre as partes móveis. O desenvolvimento de novos lubrificantes tem sido imprescindível para a melhoria da transmissão continuamente variável.

Inicialmente, os primeiros CVTs usados em motores eram os do tipo toroidal.

Entretanto, o maior problema é que o alto atrito entre os discos metálicos acabavam por destruí-los, uma vez que a transmissão de potência se dá por fricção entre eles e não por um simples engrenamento.

Nas primeiras aplicações do CVT toroidal, os altos carregamentos e as altas velocidades entre as partes móveis faziam com que o óleo perdesse a função lubrificante. Além disso, em regiões de temperaturas muito baixas o óleo perdia viscosidade, o que tornava difícil a tarefa de lubrificação entre as partes móveis.

Após o desenvolvimento de aditivos anti-desgaste e de aditivos de alta pressão para os óleos, surgiu outro agravante para a tecnologia: a fadiga. A qualidade dos aços utilizados nos discos era baixa. As impurezas do metal funcionavam como minúsculas trincas, que aos poucos cresciam, e após certo tempo, com o aumento do torque e da pressão, rachavam os discos ao meio.

As limitações do CVT toroidal no que diz respeito à lubrificação e ao material tornaram o seu desenvolvimento muito caro.

#### 4 – Dimensionamento e seleção de peças

Como dito anteriormente, o mecanismo de transmissão a ser projetado trata-se de um variador de velocidade escalonado do tipo bloco deslizante com eixos múltiplos. Para desenvolver esse projeto foram estabelecidos os seguintes dados iniciais de entrada:

- **Potência do motor: 3 KW;**
- **Rotação nominal de entrada: 710 RPM;**
- **Velocidade mínima de saída: 185 RPM;**
- **Velocidade máxima de saída: 562 RPM;**
- **Número de rotações de saída: seis (6).**

A partir desses dados serão iniciados os cálculos para dimensionamento e seleção de todos os elementos de máquinas presentes no projeto, segundo o organograma abaixo:

- 1) Selecionar motor a ser utilizado;
- 2) Dimensionar polias e correias presentes entre o motor e o variador
- 3) Elaborar esquema cinemático do variador;
- 4) Estabelecer relações de transmissão;
- 5) Dimensionar engrenagens;
- 6) Dimensionar eixos;
- 7) Dimensionar chavetas e estrias;
- 8) Selecionar rolamentos;
- 9) Selecionar demais peças do variador.

##### 4.1 – Seleção do motor a ser utilizado

A seleção do motor foi baseada na potência requerida pelo sistema, que havia sido previamente estabelecida em 3 KW. Decidiu-se utilizar um motor da marca WEG e para isso foi utilizado um catálogo encontrado no website do fabricante. A seguir, foi feita uma pesquisa para motores na potência desejada e escolheu-se o motor WEG PLUS 22 100L, com 3 KW de potência e uma rotação de 1715 RPM.

Dessa forma, como a rotação nominal de entrada no variador deve ser 710 RPM, é necessário que haja um redutor de velocidade entre o motor e o variador, cuja razão de redução será calculada através da equação:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = 2,45 \quad (\text{Eq. 1})$$

Esta redução será realizada através de duas polias, em um sistema que será mais bem explicado a seguir.

#### **4.2 – Dimensionamento de polias e correias presentes entre o motor e o variador**

Como mencionado anteriormente, com o motor selecionado e a velocidade de entrada no variador definida, verificamos que seria necessário colocar um redutor entre eles. Dessa forma, optou-se por colocar um redutor de polias e correias pelas seguintes razões:

- Funcionamento silencioso;
- Não requer lubrificação, o que simplifica sua construção, já que também não será necessário desenvolver uma caixa para o redutor;
- Baixo custo devido à padronização;
- Facilidade de manutenção;
- Funcionamento silencioso;
- E, principalmente, porque serve como uma espécie de “fusível” mecânico, uma vez que qualquer sobrecarga que o sistema venha a apresentar será sentido primeiramente na correia, podendo ocasionar seu rompimento, o que funcionaria como um indicativo. Além disso, um redutor de correias e polias absorve choques e vibrações, ajudando na estabilidade do conjunto.

Para dimensionar as polias e as correias presentes do redutor foi utilizado o catálogo Goodyear (referência [6]) e os cálculos se encontram no apêndice [A].

Basicamente o dimensionamento consistiu em, baseado na potência de projeto, especificar os diâmetros das polias motora e movida utilizando também a relação de velocidade especificada anteriormente como 2,45. Em seguida foi calculada a distância entre centros e o comprimento total da correia. Com isso, foi possível selecionar nas tabelas do catálogo uma correia adequada que mais se aproximasse dos valores e, em seguida, corrigir a distância entre os centros. O próximo passo foi determinar os fatores de correção para que fosse possível encontrar a potência efetiva suportada por cada correia. Para finalizar foi calculada a razão entre a potência de projeto e a potência efetiva para que obtivéssemos a quantidade de correias necessárias a serem utilizadas no redutor. Todos os cálculos encontram-se no apêndice [A].

Assim, foram encontrados como resultado os seguintes valores:

- Diâmetro da polia motora: 76,2 mm;
- Diâmetro da polia movida: 186,7 mm;
- Correia selecionada: Multi-"V" - 3T A-32 Goodyear;
- Quantidade de correias: quatro (4).

Com esses resultados em mãos foi possível projetar as polias baseado na seguinte tabela:

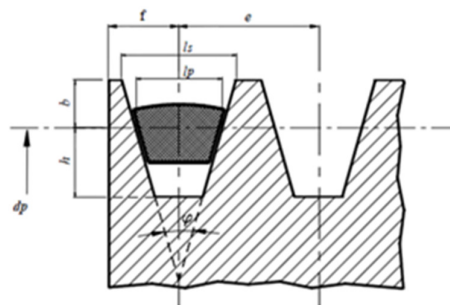
**Tabela 1 - Dimensões dos canais das polias.**

SEÇÃO	$d_p$ [mm]	$\phi$	DIMENSÃO PADRÃO DOS CANAIS					
			[mm]					
			$l_s$	$l_p$	$e$	$f$	$b$	profundidade ( $h + b$ )
A	3 $\geq 75$	$34 \pm 0.5$	$13^{+0.2}_{-0}$	11	$15 \pm 0.3$	$10^{+2}_{-1}$	3.3	12
	5 125							
	5 $> 125$		$38 \pm 0.5$					
B	5 $\geq 125$	$34 \pm 0.5$	$16.6^{+0.2}_{-0}$	14	$19 \pm 0.4$	$12.5^{+2}_{-1}$	4.2	15
	8 200							
	8 $> 200$		$38 \pm 0.5$					
C	8 $\geq 200$	$36 \pm 0.5$	$22.7^{+0.3}_{-0}$	19	$25.5 \pm 0.5$	$17^{+2}_{-1}$	5.7	20
	12 300							
	12 $> 300$		$38 \pm 0.5$					
D	14 $\geq 355$	$36 \pm 0.5$	$32.3^{+0.4}_{-0}$	27	$37 \pm 0.6$	$24^{+3}_{-1}$	8.1	28
	20 500							
	20 $> 500$		$38 \pm 0.5$					
E			$38.2^{+0.4}_{-0}$	32	$44.5 \pm 0.7$	$29^{+4}_{-1}$	9.6	33
			$38.6^{+0.4}_{-0}$					

Fonte: referência [3], apostila de elementos de transmissão flexíveis, página 9.

Na figura 30 podemos ver o que cada letra representa em termos de dimensões no projeto da polia:

**Figura 30 - Padronização de polias.**



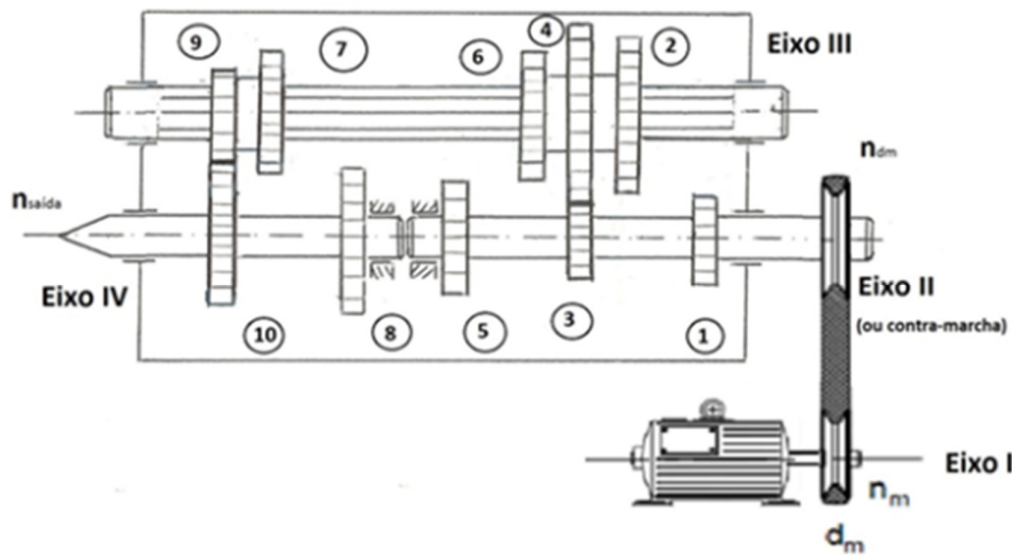
Fonte: referência [3], apostila de elementos de transmissão flexíveis, página 9.



### 4.3 – Esquema cinemático do variador

O esquema cinemático do variador (fig. 31) foi desenvolvido baseado também nas necessidades iniciais do projeto. Além disso, seguindo recomendações de referência [1], foi utilizado no eixo de saída o menor número de engrenagens possível, sendo todas fixas, de modo que se tenha uma otimização do sistema. Isso ocorrerá pois, dessa forma, o sistema estará mais estável no eixo de saída uma vez que não haverá engrenagens soltas nele.

Figura 31 - Esquema cinemático do variador.



Fonte: elaborado pelo autor.

Portanto, como já explicado anteriormente, para que se obtenha seis velocidades de saída em um variador tipo bloco deslizante, é necessário que haja um bloco duplo e outro triplo, uma vez que  $2 \times 3 = 6$ . Assim, serão necessárias 10 engrenagens, já que necessitaremos de cinco pares diferentes a fim de que o sistema funcione. Além disso, estão representados no esquema cinemático o motor e o redutor de polias que será incluído para se obter a rotação nominal de entrada demandada.

### 4.4 – Estabelecendo relações de transmissão

Com o esquema cinemático pronto e as velocidades máxima e mínima do variador, assim como a quantidade de velocidades de saída, pré-estabelecidos, o próximo passo é calcular as relações de transmissão. Primeiramente será encontrada a razão de série “ $\phi$ ” através da seguinte equação:

$$n_6 = n_1 \times \phi^5 \quad (\text{Eq. 2})$$

Feito isso, foi possível encontrar todas as rotações teóricas de saída, expressas na tabela abaixo:

**Tabela 2 - Velocidades nominais de rotação de saída.**

Rotação	Equação	Valor (RPM)	log (n) na base $\phi$ :
n1	$n_1$	185	23,49086308
n2	$n_1 \times \phi^1$	231	24,49086308
n3	$n_1 \times \phi^2$	289	25,49086308
n4	$n_1 \times \phi^3$	360	26,49086308
n5	$n_1 \times \phi^4$	450	27,49086308
n6	$n_1 \times \phi^5$	562	28,49086308

**Fonte: elaborado pelo autor.**

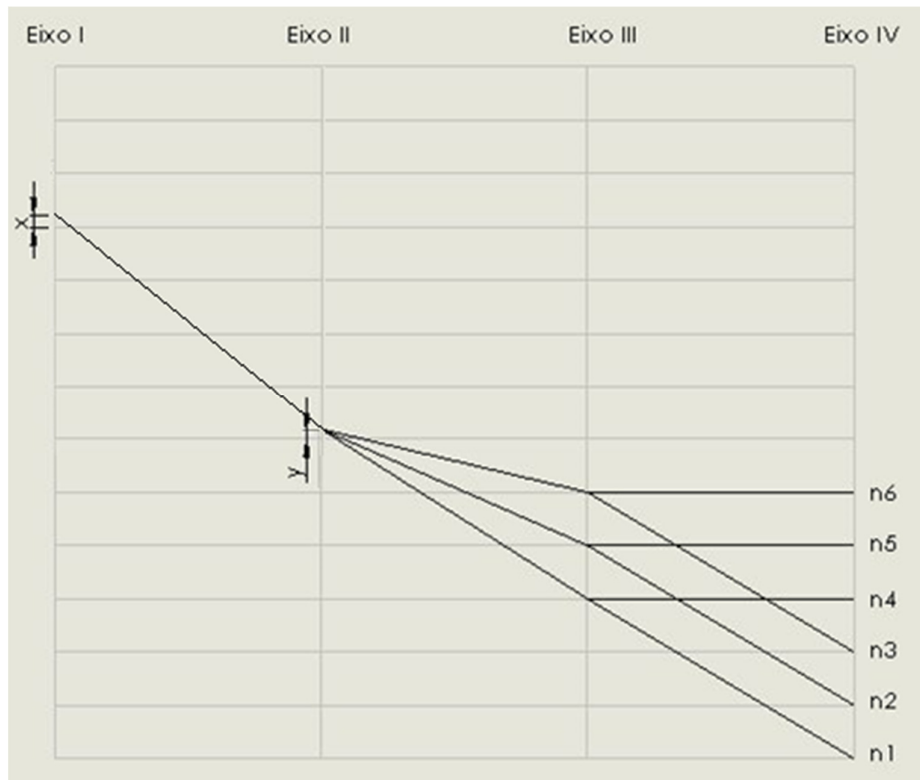
Com esses dados em mãos, pode-se agora desenvolver o Diagrama de Gernar, também conhecido como rede de velocidades (fig.32), que é traçado através do log das rotações na base  $\phi$ .

O diagrama pode ser pensado de diversas formas, de modo que não há apenas uma única solução para o conjunto. O objetivo ao traça-lo é identificar qual será a relação de transmissão entre cada par engrenado e, para isso, seguem-se três regras básicas:

- I. Iniciar pelo bloco que contenha maior relação de transmissão (contando apenas engrenagens e não incluindo polias). Como será visto a seguir, nesse caso, como tanto no bloco duplo quanto no triplo a maior relação de transmissão será " $\phi^2$ ", começaremos pelo bloco triplo;
- II. Cada ponto do diagrama deve conter tantas divisões quantas forem o número de engrenagens do bloco;
- III. O número mínimo de dentes de uma engrenagem será 18.

Com isso, foram traçadas algumas formas de diagrama, sendo a maneira abaixo considerada a melhor, uma vez que resultará em engrenagens com a menor quantidade de dentes.

**Figura 32 - Diagrama de Gernar.**



**Fonte: elaborado pelo autor.**

Neste diagrama, as linhas verticais representam cada eixo do variador de velocidades e as linhas horizontais representam as rotações de saída do eixo. Cada linha horizontal é espaçada igualmente, em escala logarítmica na base " $\phi$ ".

A primeira linha vertical representa o eixo do motor elétrico e é necessária uma redução do motor para a entrada do variador (como explicado anteriormente), representada pela segunda linha vertical. Essa redução será feita através de polias e correia, respeitando a recomendação da referência [2], onde a relação de transmissão de uma polia para a outra deve ser no máximo igual a seis. Da segunda linha vertical para a terceira, é onde atuará o bloco triplo, proporcionando três diferentes opções de velocidades que se subdividirão cada uma em outras duas a partir do bloco duplo, totalizando seis velocidades de saída, representadas pelas linhas horizontais que tocam a última linha vertical.

As distâncias representadas por " $x$ " e por " $y$ " no diagrama representam, em escala logarítmica na base " $\phi$ ", respectivamente, a diferença entre a velocidade do motor e a velocidade de entrada do variador com relação às velocidades mais próximas presentes na escala estabelecida.

Com esses números calculados, agora é possível encontrar as relações de transmissão entre os pares engrenados facilmente através das seguintes relações:

- $i_{1-2} = \varphi^{(2+y)} = 1,577$  (Eq. 3)

- $i_{3-4} = \varphi^{(3+y)} = 1,968$  (Eq. 4)

- $i_{5-6} = \varphi^{(1+y)} = 1,263$  (Eq. 5)

- $i_{7-8} = \varphi^0 = 1,00$  (Eq. 6)

- $i_{9-10} = \varphi^3 = 1,949$  (Eq. 7)

## 4.5 – Dimensionamento das engrenagens

### 4.5.1 – Determinação do número de dentes

Com as relações de transmissão calculadas, é possível agora estabelecer a quantidade de dentes que cada engrenagem terá. Isso será feito da seguinte forma:

- a) Primeiramente será considerado que todas as engrenagens, de ambos os blocos, terão o mesmo módulo. Uma vez que o diâmetro primitivo de uma engrenagem é obtido através da multiplicação entre seu módulo e sua quantidade de dentes, poderemos dizer, assim, que independentemente do módulo escolhido, se todos os pares engrenados possuírem a mesma soma de dentes, a distância entre eixos será mantida. Tal fato é mandatório para pares de engrenagens que se encontram no mesmo bloco, porém não é necessário que ocorra essa manutenção na distância entre eixos quando passamos a tratar de outro bloco. Nesse projeto, contudo, a distância entre eixos será igual em ambos os blocos deslizantes, pois isso facilitará a fabricação do variador, uma vez que não será necessário realinhar a base para realizar o furo em sua outra extremidade, poupando tempo e reduzindo a possibilidade de erro no processo.
- b) O próximo passo é desenvolver uma tabela (tabela 2) com a quantidade de dentes em cada engrenagem e a soma total em cada par (que deve ser a mesma em todos). Em seguida, é necessário desenvolver outra tabela (tabela 3) que dê o resultado das rotações verdadeiras e os compare com as rotações nominais. A diferença entre eles não deve superar 2% segundo a referência [1]. Assim, agora é preciso iniciar as tentativas para encontrar a menor quantidade de dentes que satisfaça as exigências sendo que a menor das engrenagens precisa ter, no mínimo, 18 dentes, que será o valor da primeira tentativa como se pode visualizar nas tabelas já mencionadas que se encontram abaixo:

**Tabela 3 - Quantidade de dentes das engrenagens.**

i 3-4 = 1,968			i 5-6 = 1,263			i 1-2 = 1,577		
<b>z3</b>	<b>z4</b>	<b>Σ 3-4</b>	<b>z5</b>	<b>z6</b>	<b>Σ 5-6</b>	<b>z1</b>	<b>z2</b>	<b>Σ 1-2</b>
18	35	53	23	30	53	20	33	53
			24	29	53	21	32	53
19	37	56	25	31	56	22	35	56
20	39	59	26	33	59	23	36	59
21	41	62	27	35	62	24	38	62
22	43	65	29	36	65	25	40	65
23	45	68	30	38	68	26	42	68

i 7-8 = 1			i 9-10 = 1,949		
<b>z7</b>	<b>z8</b>	<b>Σ 7-8</b>	<b>z9</b>	<b>z10</b>	<b>Σ 9-10</b>
26	27	53	18	35	53
27	26	53			53
28	28	56	19	37	56
29	30	59	20	39	59
31	31	62	21	41	62
32	33	65	22	43	65
34	34	68	23	45	68

Fonte: elaborado pelo autor.

**Tabela 4 - Verificação das velocidades reais de rotação.**

<b>n ideal (RPM)</b>	<b>Relações Intermediárias <math>n_m</math> / (i I-II x i II-III x i III-IV)</b>	<b>i I-II (polias)</b>	<b>Relações de transmissão (engrenagens)</b>		<b>N real (RPM)</b>
			<b>Triplo</b>	<b>Duplo</b>	
185,00	i 3-4 x i 9-10	2,45	23/45	23/45	185,48
231,04	i 1-2 x i 9-10		13/21	23/45	229,65
288,53	i 5-6 x i 9-10		15/19	23/45	286,49
360,34	i 3-4 x i 7 - 8		23/45	1	362,89
450,01	i 1-2 x i 7 - 8		13/21	1	444,52
562,00	i 5-6 x i 7 - 8		15/19	1	560,53

$\varepsilon[\%] = \frac{100 \times (n_{\text{real}} - n_{\text{ideal}})}{n_{\text{real}}}$	Verificação ( $-2 < \varepsilon[\%] < 2$ )
0,26	OK
-0,61	OK
-0,71	OK
0,70	OK
-1,23	OK
-0,26	OK

Fonte: elaborado pelo autor.

Todas as linhas da tabela 2 representam uma tentativa que foi testada na tabela 3. A cada tentativa a quantidade de dentes das engrenagens foi aumentando até que, de acordo com os números presentes na última linha da tabela 2, foi possível encontrar relações de transmissão reais que respeitassem a variação máxima de 2% se comparadas às relações de transmissão teóricas. Portanto, segue na tabela 4 um resumo dos resultados obtidos onde é possível encontrar a quantidade de dentes final que cada engrenagem possuirá.

**Tabela 5 - Quantidade final de dentes de cada engrenagem.**

z1	26
z2	42
z3	23
z4	45
z5	30
z6	38
z7	34
z8	34
z9	23
z10	45

Fonte: elaborada pelo autor.

#### 4.5.2 – Cálculo da largura das engrenagens

Neste projeto, como considerações iniciais no que diz respeito às engrenagens, pode-se dizer que todas elas são cilíndricas de dentes retos, com ângulo de pressão de 20° e possuem dentes fresados e retificados.

É neste tópico que serão definidos o módulo e a largura das engrenagens, que precisam ser idênticos para um mesmo par engrenado. No caso deste projeto, como explicado anteriormente, utilizaremos o mesmo módulo para todas elas, de forma que os eixos de entrada e saída permaneçam alinhados e com a mesma distância em relação ao eixo intermediário do variador. Para calcular este módulo, utilizamos o par engrenado 9-10, que será o par mais exigido uma vez que representa a maior relação de transmissão (que, na verdade, é a mesma do par 3-4).

O material selecionado para todas as engrenagens foi o aço AISI 1030 temperado e revenido a 205°. A escolha desse material se deu devido às boas propriedades mecânicas, isto é, alta dureza e alta resistência ao escoamento e à tração, permitindo o dimensionamento de engrenagens mais finas, eixos menores e, portanto, tornando o variador mais compacto. Foi escolhido o mesmo aço para todas as engrenagens para facilitar uma compra de material em atacado. Abaixo seguem as propriedades do aço em questão:

- Resistência ao escoamento (Sy): 648 Mpa;
- Resistência à tração (Sut): 848 Mpa;
- Dureza: 495 HB.

Desta forma, o cálculo será iniciado a partir do par engrenado 9-10 baseado na tensão de escoamento do material, que é dada pela equação abaixo:

$$\sigma = \frac{F_t}{K_v \times b \times m \times J} \quad (\text{Eq. 8})$$

Onde:

- b = largura do dente [mm];
- $K_v$  = fator dinâmico;
- $F_t$  = carga transmitida [N];
- m = módulo [mm];
- J = fator de forma;
- $\sigma$  = tensão atuante na raiz do dente [MPa].

Nesta equação temos como incógnita a largura do dente “b” e o módulo “m”. Como o objetivo é encontrar a largura adequada e o módulo é definido pelo projetista, estabeleceu-se que seriam testados três módulos diferentes: 2, 3 e 4, como visto na

tabela 6. Os testes foram realizados de acordo com a referência [3] e os cálculos se encontram no apêndice [A]. Foi utilizado um coeficiente de segurança (CS) de 4.

**Tabela 6 - Seleção da largura e módulo dos dentes do par engrenado 9-10.**

<b>Equações:</b>	<b>2,00</b>	<b>3,00</b>	<b>4,00</b>
Diâmetro primitivo, $dp = m.z (m)$	0,05	0,07	0,09
Velocidade escalar, $v = \pi dp.n/60 (m/s)$	0,45	0,67	0,89
Carga transmitida, $Ft = Pot/v (KN)$	6,72	4,48	3,36
$Kv = 50/(50 + (200v)^{(1/2)})$	0,84	0,81	0,79
$\sigma = Sy/CS (MPa)$	162,00	162,00	162,00
Fator de Forma (J)	0,37	0,37	0,37
Largura do dente, $b = Ft/Kv.J.\sigma.m (mm)$	66,56	30,64	17,74
Verificação, $p = \pi i.d/z (mm)$	6,28	9,42	12,57
3p	18,85	28,27	37,70
5p	31,42	47,12	62,83
Avaliação $3p < b < 5p$	NÃO	OK	NÃO

**Fonte: elaborado pelo autor.**

Assim, foi estabelecido que o módulo a ser utilizado será 3 e que a largura do dente , dessa forma, deverá ser 31mm.

Baseado nesses resultados foi possível desenvolver uma tabela (tabela 7) com os demais valores relativos às dimensões do par engrenado 9-10 de acordo com a referência [4]. Na tabela abaixo, os três primeiros itens, além da largura da engrenagem, são dados imputados pelo projetista e os demais são gerados de acordo com as equações ligadas a esses itens.



**Tabela 7 - Dados das engrenagens 9-10.**

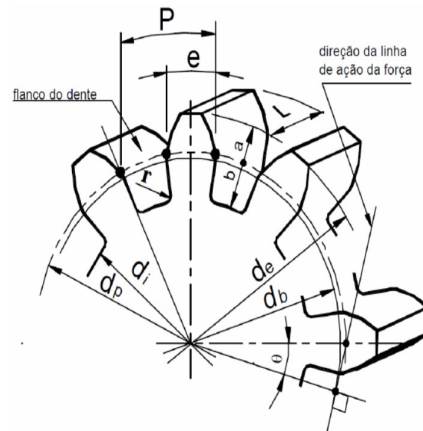
Engrenagem 9		
Dimensão	Sigla	Valor
Módulo	M	3,00
Número de dentes	Z	23,00
Ângulo de Pressão [°]	$\theta$	20,00
Ângulo de Pressão [rad]	$\theta$	0,35
Cabeça do dente ou adendo	a	3,00
Pé do dente ou dedendo	d	3,75
Diâmetro Primitivo	dp	69,00
Diâmetro Externo	de	75,00
Diâmetro Interno	di	61,50
Diâmetro de Base	db	64,84
Passo da Engrenagem	p	9,42
Espessura do Dente	e	4,71
Espessura Angular	eg	7,83
Altura do dente	h	6,75
Raio do Pé	r	0,50
Largura do Dente	L	30,64
Largura do Dente a ser utilizada	L	31,00

Engrenagem 10		
Dimensão	Sigla	Valor
Módulo	M	3,00
Número de dentes	Z	45,00
Ângulo de Pressão [°]	$\theta$	20,00
Ângulo de Pressão [rad]	$\theta$	0,35
Cabeça do dente ou adendo	a	3,00
Pé do dente ou dedendo	d	3,75
Diâmetro Primitivo	dp	135,00
Diâmetro Externo	de	141,00
Diâmetro Interno	di	127,50
Diâmetro de Base	db	126,86
Passo da Engrenagem	p	9,42
Espessura do Dente	e	4,71
Espessura Angular	eg	4,00
Altura do dente	h	6,75
Raio do Pé	r	0,50
Largura do Dente	L	30,64
Largura do Dente a ser utilizada	L	31,00

**Fonte: elaborado pelo autor.**

Na figura 33 a seguir, é possível identificar o que cada dimensão representa no projeto da engrenagem:

**Figura 33 - Dimensões de uma engrenagem.**



**Fonte: referência [4], página 7.**

Dessa forma, como dito anteriormente, o módulo de todas as engrenagens será 3. No entanto, a largura de cada par engrenado irá variar de acordo com a solicitação mecânica presente nele e, por isso, foram desenvolvidas tabelas iguais às tabelas 6 e 7 para todos os pares, que podem ser encontradas no apêndice [A]. Assim, foi possível encontrar a largura mínima para as dez engrenagens além de suas demais dimensões.

Em seguida foram utilizados dois critérios para verificação das larguras encontradas: o critério de fadiga e o desgaste superficial. O objetivo desses critérios é encontrar um coeficiente de segurança maior do que (1,0), comprovando que o par engrenado pode ser fabricado de acordo com as especificações definidas.

a) Limite de fadiga por flexão para engrenagens (critério de fadiga):

$$\sigma < \frac{S_e}{N_{se}} \quad (\text{Eq. 9})$$

Onde:

$$S_e = K_a.K_b.K_c.K_d.K_e.K_f.S_e' \quad (\text{Eq. 10})$$

Sendo:

- $S_e$  - Tensão limite de resistência à fadiga do dente [MPa];
- $S_e'$  - Limite de resistência do material ( $S_e' = 0,5 \text{ Sut}$ ) [MPa];
- $N_{SE}$  - Coeficiente de segurança global;
- $k_a$  - Fator de Superfície;
- $k_b$  - Fator de Tamanho e Dimensão;

- $k_c$  – Fator de Confiabilidade;
- $k_d$  – Fator de Temperatura;
- $k_e$  – Fator de concentração de Tensões;
- $k_f$  – Fator de efeitos Diversos.

Para calcular esses fatores serão utilizadas, para todas as engrenagens, as seguintes considerações: acabamento superficial usinado e laminado a frio, confiabilidade de 95%, módulo 3, temperatura abaixo de 350° e flexão repetida.

Após definir todos esses fatores será encontrado o coeficiente de segurança global “ $N_{SE}$ ” tornando a Equação 9 uma igualdade e, com isso, será possível calcular o coeficiente de segurança final “ $n$ ” do critério de resistência à fadiga através da seguinte equação:

$$n = \frac{N_{SE}}{K_o.K_m} \quad (\text{Eq. 11})$$

Onde:

- $K_o$  – fator de correção de sobrecarga;
- $K_m$  – fator de distribuição de carga ao longo do dente;

Para calcular esses fatores serão utilizadas as seguintes considerações para todas as engrenagens: fonte de potência e equipamento movido uniformes e montagens menos rígidas, engrenagens menos precisas, mas com contato em toda a superfície do dente. Todos os cálculos referentes a esse critério encontram-se no apêndice [A] e foram baseados na referência [3].

b) Critério de desgaste superficial:

Esse critério é regido pela seguinte equação:

$$\sigma_H < \frac{S_H}{N_{SE}} \quad (\text{Eq. 12})$$

Onde:

$$S_H = S_c \cdot \frac{C_L \cdot S_H}{C_T \cdot C_R} \quad (\text{Eq. 13})$$

$$\sigma_H = C_p \left( \frac{F_t}{C_v \cdot L \cdot d \cdot I} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{Eq. 14})$$

O objetivo é encontrar o coeficiente de segurança global para este critério e, em seguida, encontrar o coeficiente de segurança final através da equação 11.

As variáveis apresentadas significam:

- $\sigma_H$  – Tensão de compressão superficial [MPa];
- $S_H$  – Tensão limite de resistência à fadiga superficial corrigida [MPa];
- $S_C$  – Tensão de resistência à fadiga superficial para aços [MPa];
- $C_L$  – Fator de vida;
- $C_R$  – Fator de confiabilidade;
- $C_H$  – Fator de razão de dureza;
- $C_T$  – Fator de temperatura;
- $C_P$  – Coeficiente elástico;
- $C_V$  – Coeficiente dinâmico;
- $L$  – Largura da engrenagem [mm].
- $D$  – Diâmetro da engrenagem [mm];
- $I$  – Fator geométrico.

Os cálculos dos fatores apresentados acima também foram feitos baseados nas tabelas e relações encontradas na referência [3] e estão especificados no apêndice [A] de acordo com as seguintes considerações: pinhão e coroa com dentes retos de aço, quantidade de ciclos inferior a  $10^6$ , confiabilidade inferior a 0,99 e temperatura menor que 120°.

Em ambos os critérios utilizados bastará calcular o coeficiente final para a maior engrenagem de cada par. Isso acontece pois o critério de resistência à fadiga é igual para ambas as engrenagens e o critério de resistência ao desgaste superficial resulta em um coeficiente de segurança menor para a maior engrenagem do par, uma vez que ele é inversamente proporcional ao diâmetro.

Para que o projeto da engrenagem seja aprovado em ambos os critérios o coeficiente de segurança final precisa ser maior que um (1).

Como dito anteriormente, o par engrenado 9-10 é o mais exigido do sistema e, por isso, foi definido o módulo das engrenagens baseado nele. A partir disso o passo a

passo descrito nessa seção foi utilizado em todos os demais pares. A seguir é possível visualizar uma tabela com os resultados obtidos.

**Tabela 8 - Resultados dos critérios de resistência das engrenagens.**

Par engrenado	Largura da face (mm)	Fadiga por flexão	Desgaste superficial
n 1-2	24	1,36	1,37
n 3-4	31	1,36	1,54
n 5-6	21	1,64	1,79
n 7-8	26	1,64	1,64
n 9-10	31	1,64	1,3

**Fonte: elaborado pelo autor.**

#### **4.6 - Dimensionamento dos eixos**

Com o valor da largura das engrenagens em mãos, foi possível estipular o tamanho necessário para cada eixo. O dimensionamento do diâmetro dos eixos seguirá o procedimento descrito na referência [3], que consiste em:

- a) Determinação das cargas e tensões atuantes (determinação da seção crítica – diagramas de corpo livre);
- b) Especificação do material de fabricação (tensão admissível);
- c) Escolha do(s) critério(s) mais adequados de dimensionamento (diâmetro);
- d) Cálculos e padronizações.

##### **4.6.1 – Determinação das cargas e tensões atuantes**

Este procedimento consiste em fazer os diagramas de corpo livre dos eixos. Em seguida, é preciso encontrar a magnitude da força exercida pela polia no eixo de entrada do variador, assim como as forças atuantes em todos os engrenamentos críticos. Esses engrenamentos críticos são aqueles em que há maior relação de transmissão e, assim, maior aumento de torque. Dessa forma, os engrenamentos críticos serão: par 3-4 entre eixos II e III e par 9-10 entre eixos III e IV, ambos com relação de transmissão de 0,51. O próximo passo é encontrar os valores das reações dos mancais. Todas as equações e resultados encontrados estão presentes no apêndice [A].

Posteriormente, definidos os engrenamentos críticos, foi possível calcular o torque máximo transmitido por cada eixo e foram obtidos os seguintes resultados:

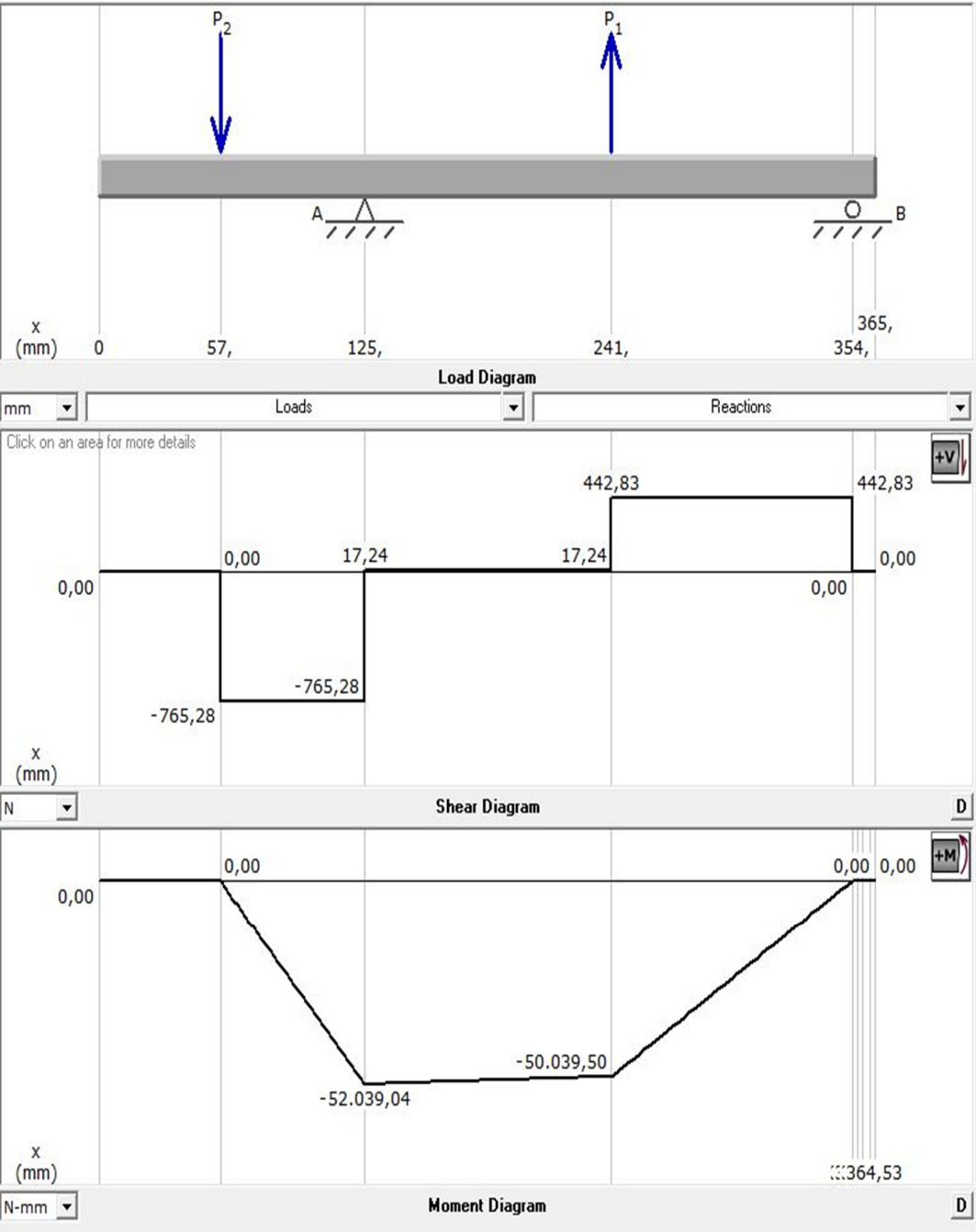
**Tabela 9 - Torque máximo transmitido por cada eixo.**

Eixos	Torque (N.m) = Pot/ $\omega$	Velocidade angular em cada eixo:
I	16,46	1715,00
II	40,34	710
III	78,94	362,88
IV	154,45	185,47

**Fonte: elaborado pelo autor.**

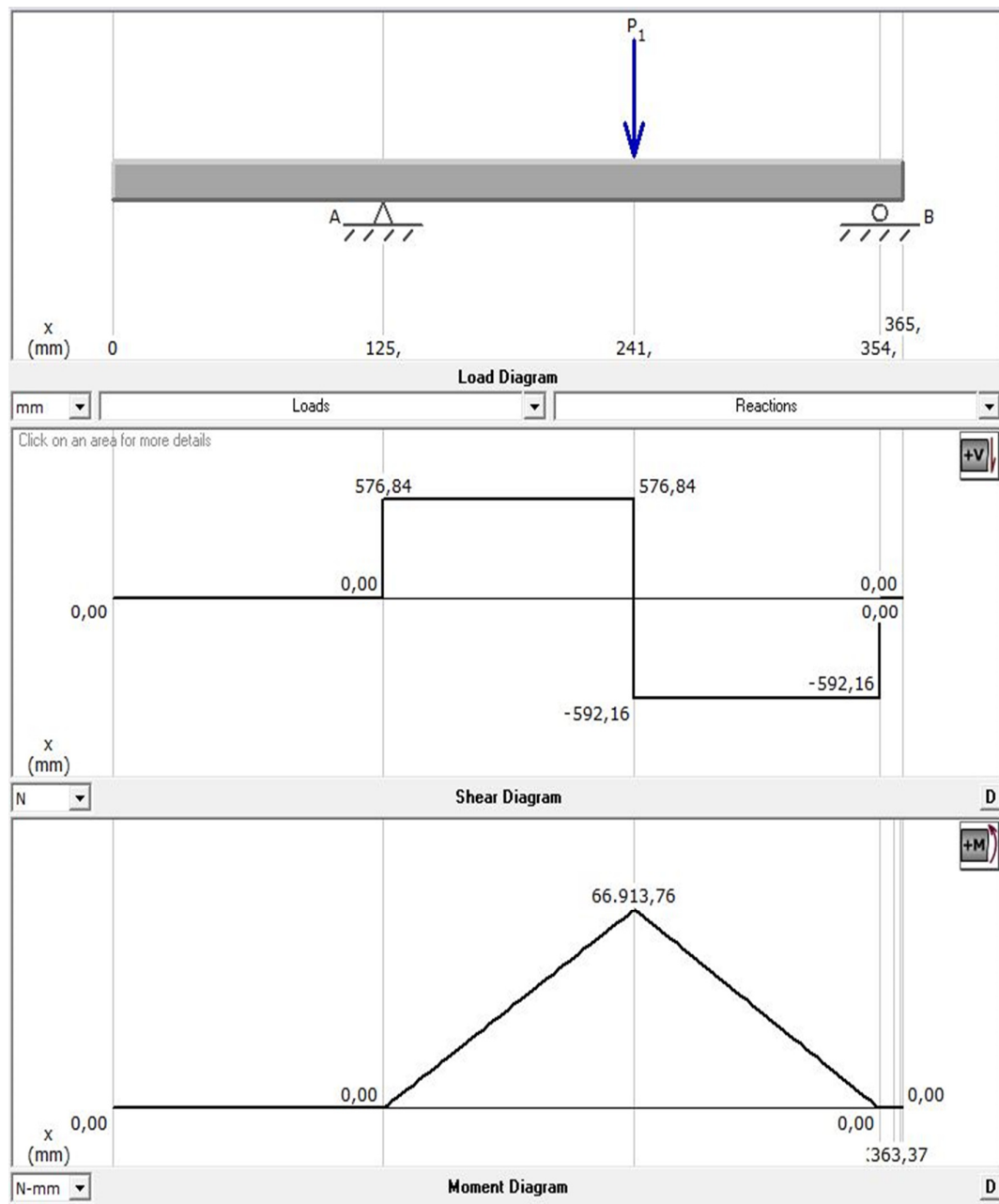
Dessa forma, falta encontrar o momento fletor resultante e, assim, o ponto crítico de cada eixo e, para tal, foi desenvolvida uma planilha no “Microsoft Excel 2010”, que pode ser encontrada no apêndice [A], onde foram imputadas a magnitude das forças e as distâncias presentes nos eixos. Além disso, em seguida, os resultados foram confirmados no software “MDSolid”. A existência de uma componente radial e uma tangencial na força transmitida por engrenagens gera uma necessidade de se avaliar as tensões de flexão em pelo menos dois planos, de preferência ortogonais, que sejam normais ao plano que contem essas duas componentes. No caso deste projeto, como foi considerado que as forças estão atuando no plano xy, foram analisados os planos xz e yz. Nas próximas seis figuras (figuras 34, 35, 36, 37, 38 e 39), será possível visualizar o diagrama de corpo livre de cada um dos planos de cada eixo com seus respectivos gráficos de momento fletor e força cortante.

**Figura 34 - Diagrama de corpo livre e gráficos da força cortante e do momento fletor para o eixo II, plano xz.**



Fonte: elaborado pelo autor.

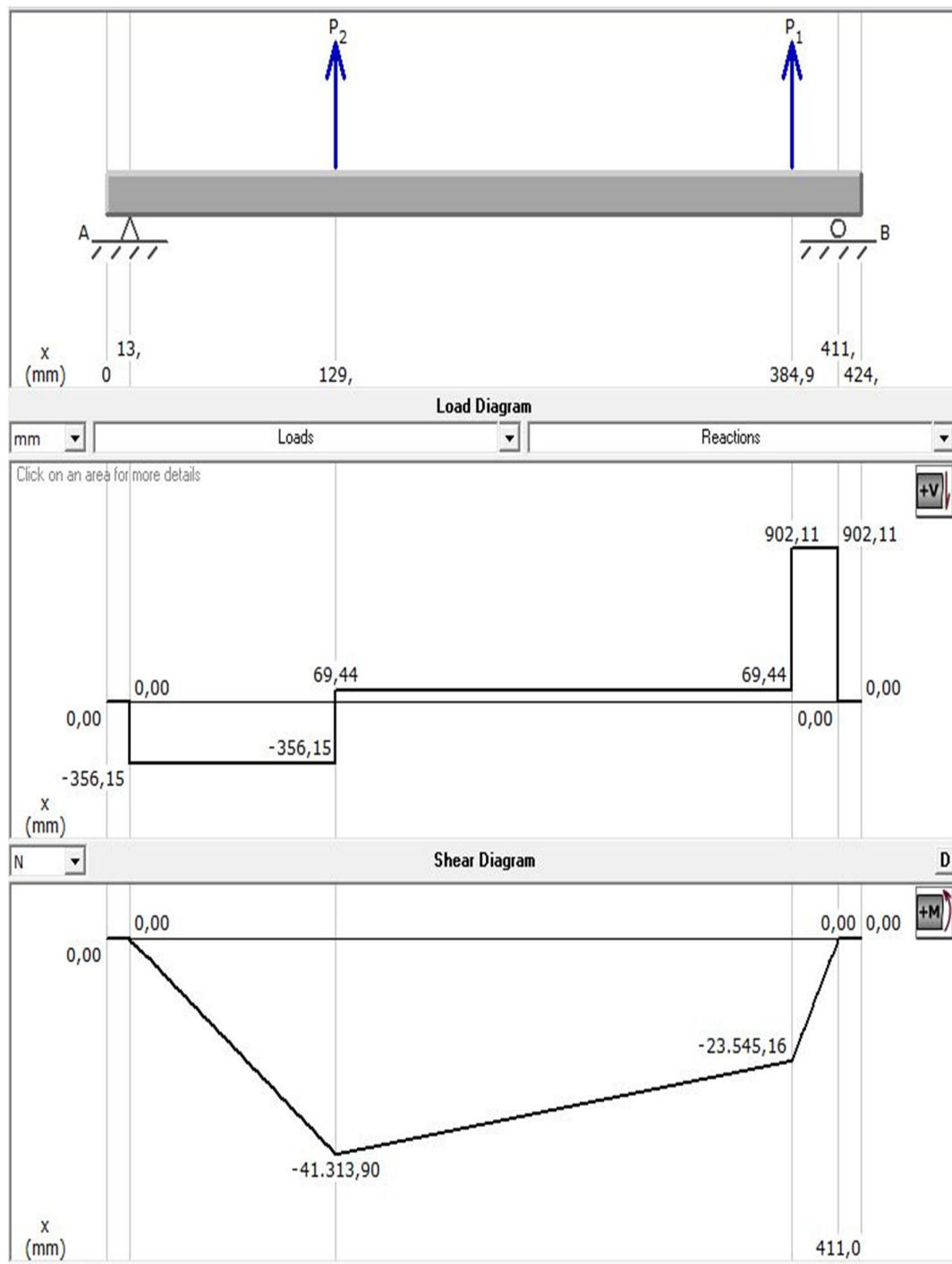
**Figura 35 - Diagrama de corpo livre e gráficos da força cortante e do momento fletor para o eixo II, plano yz.**



Fonte: elaborado pelo autor.

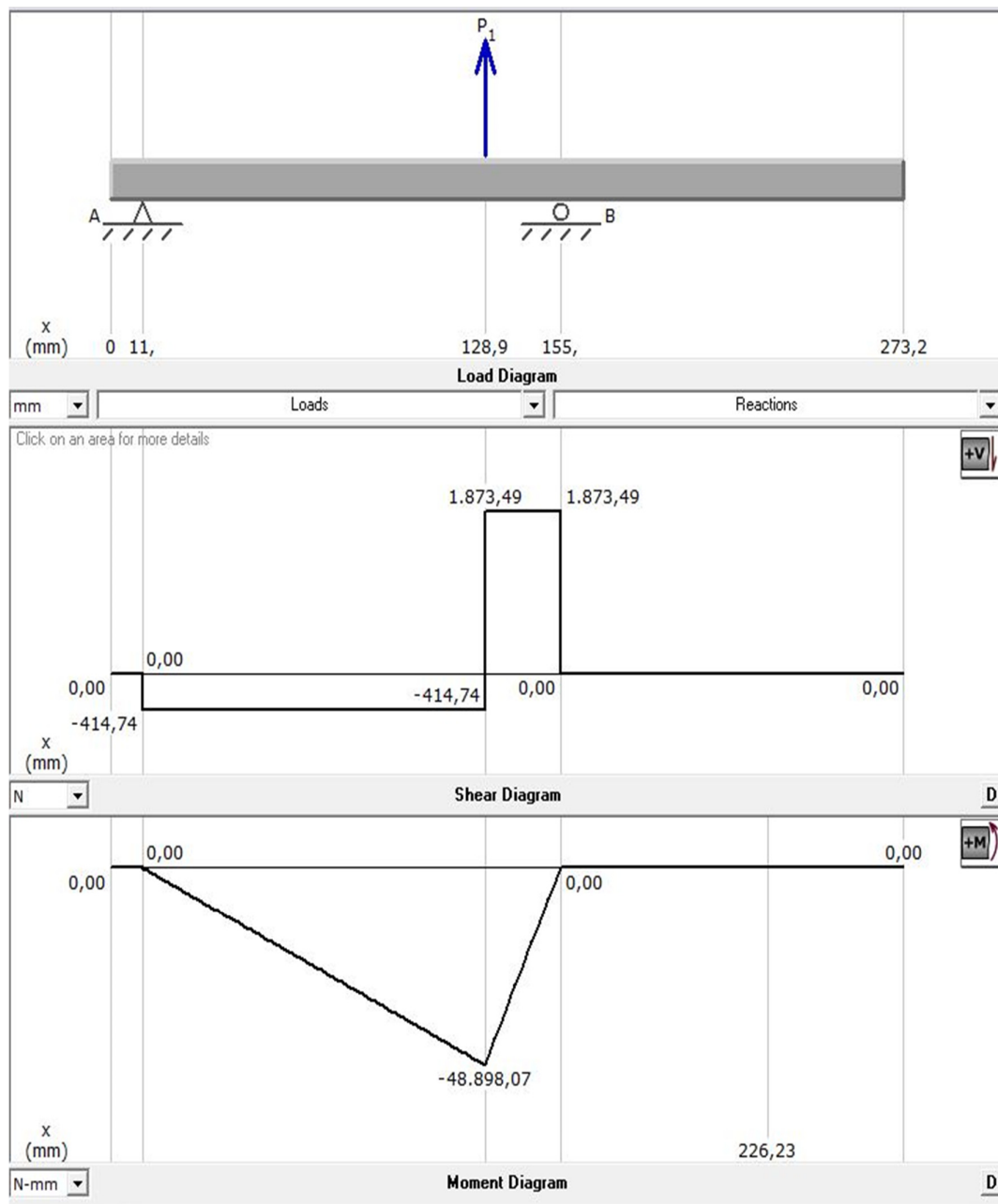


**Figura 36 - Diagrama de corpo livre e gráficos da força cortante e do momento fletor para o eixo III, plano xz.**



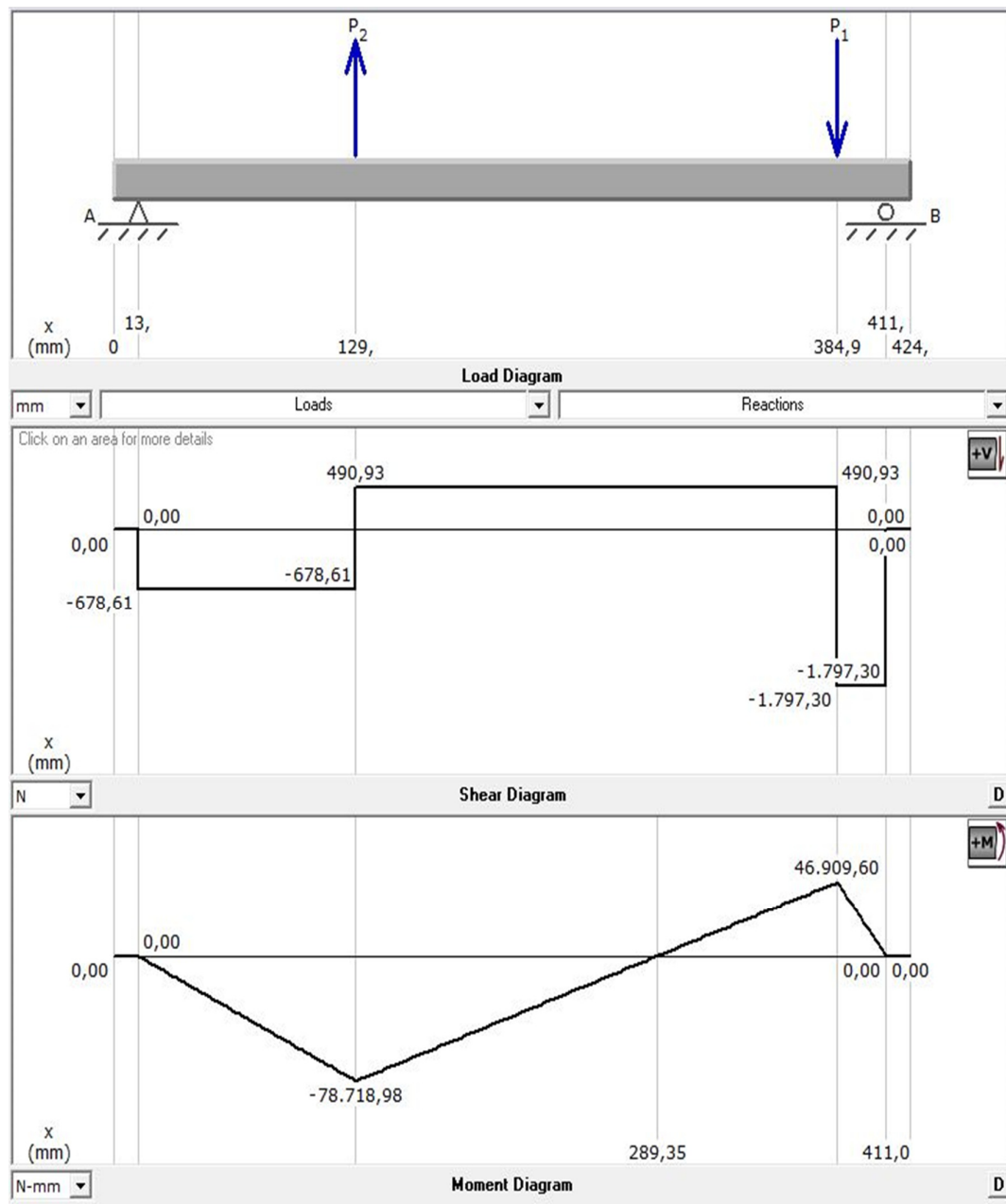
Fonte: elaborado pelo autor.

**Figura 37 - Diagrama de corpo livre e gráficos da força cortante e do momento fletor para o eixo III, plano yz.**



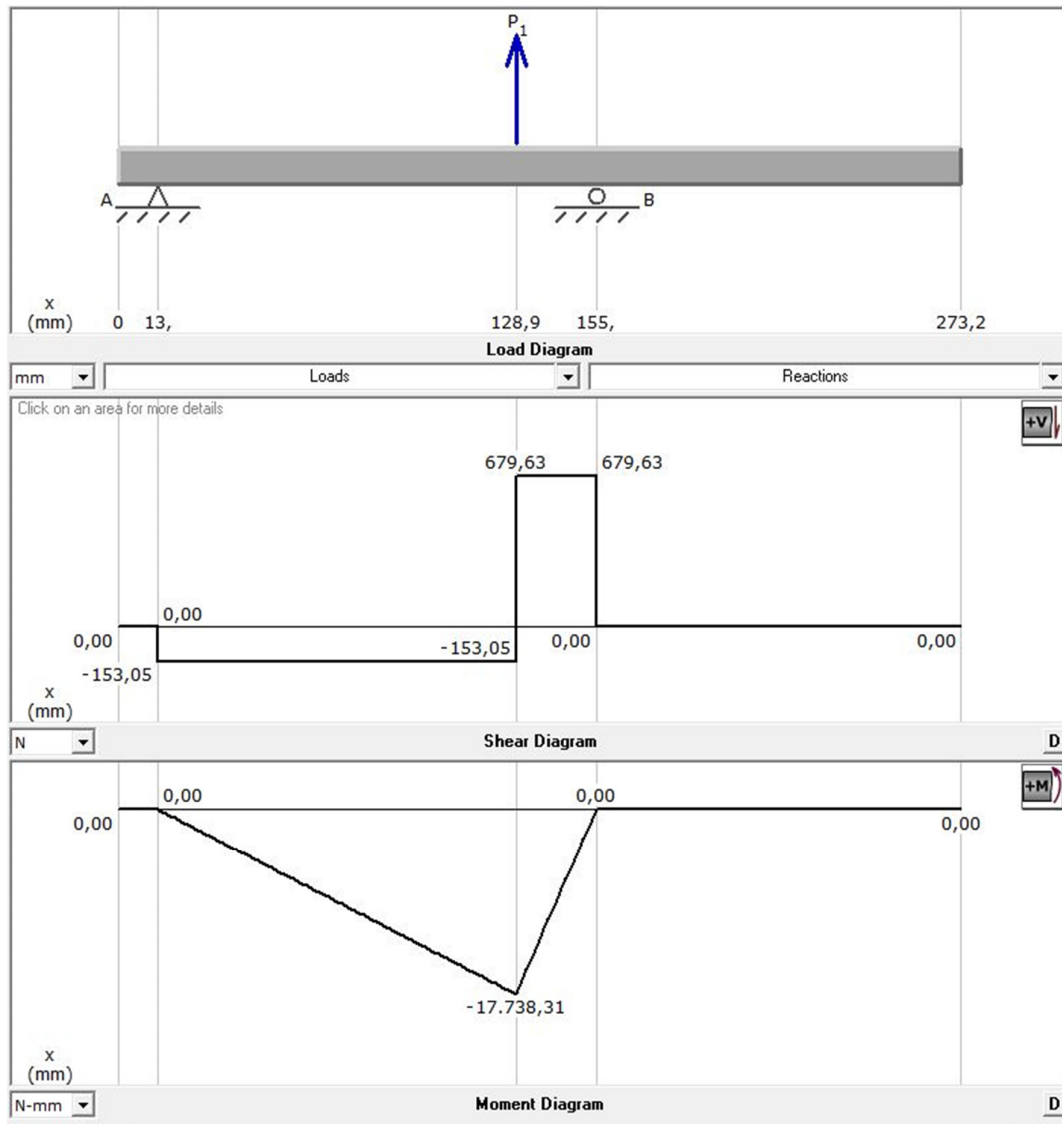
Fonte: elaborado pelo autor.

**Figura 38 - Diagrama de corpo livre e gráficos da força cortante e do momento fletor para o eixo IV, plano xz.**



Fonte: elaborado pelo autor.

**Figura 39 - Diagrama de corpo livre e gráficos da força cortante e do momento fletor para o eixo IV, plano yz.**



Fonte: elaborado pelo autor.

#### 4.6.2 - Especificação do material de fabricação

O material selecionado para todos os eixos foi o aço SAE 1050 repuxado a frio. A escolha desse material se deu devido às boas propriedades mecânicas, isto é, sua alta resistência ao escoamento e à tração principalmente, permitindo o dimensionamento de eixos de menor diâmetro, tornando o variador mais compacto. Como também foi definido para as engrenagens, foi escolhido o mesmo aço para todos os eixos para facilitar uma compra de material em atacado. Abaixo seguem as propriedades do aço em questão:

- Resistência ao escoamento (Sy): 580 Mpa;
- Resistência à tração (Sut): 690 Mpa;
- Dureza: 197 HB.

#### 4.6.3 - Escolha do(s) critério(s) mais adequados de dimensionamento

Os eixos deste projeto foram dimensionados de acordo com um dos quatro critérios de energia de distorção apresentados na referência [3], que é o critério de Soderberg. Este foi o escolhido, pois é relativamente mais rigoroso e, portanto, mais adequados às condições adversas a que variador será submetido. Além disso, o critério de Soderberg considera e protege a peça tanto contra a falha estática quanto contra a falha dinâmica. Para completar, os eixos que estão sendo projetadas serão de aço, um material que em geral é relativamente dúctil (deformação relativa na ruptura acima de 5%) e, portanto, o critério de Soderberg também é o mais recomendado. A equação da curva de falha para o critério de Soderberg é:

$$d_{min} = \left( \left( 32 \times \frac{n}{\pi i} \right) \times \left( \left( \frac{Ma}{Se} \right)^2 + \left( \frac{Tm}{Sy} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Eq. 15})$$

Onde:

- n – Coeficiente de segurança (foi escolhido um coeficiente de 1,5);
- Ma – Momento Fletor no ponto crítico [N.m];
- Tm – Torque transmitido pelo eixo [N.m];
- Se - Tensão limite de resistência à fadiga [MPa];
- Sy – Tensão limite de escoamento [MPa].

Sendo que:

$$Se = Ka.Kb.Kc.Kd.Ke.Kf.Se' \quad (\text{Eq. 16})$$

Onde:

- Se' – Limite de resistência do material (Se' = 0,5 x Sut) [MPa];
- ka – Fator de Superfície;
- kb – Fator de Tamanho e Dimensão;
- kc – Fator de Confiabilidade;
- kd – Fator de Temperatura;

- $k_e$  – Fator de concentração de Tensões;
- $K_f$  – Fator de Efeitos Diversos.

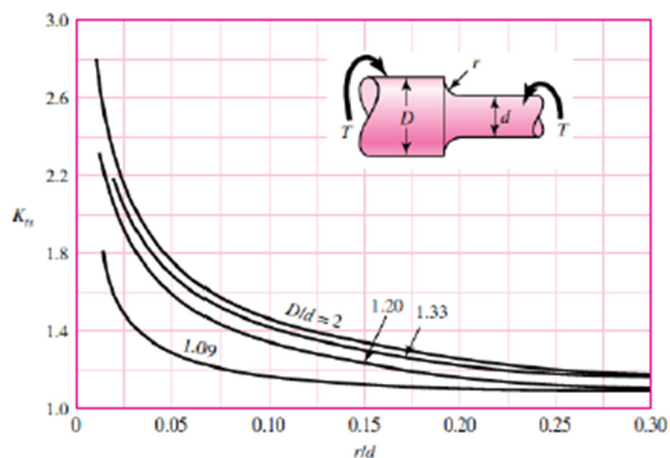
Para definir esses fatores foram feitas as seguintes considerações para todos os eixos: eixo usinado a frio, confiabilidade de 99% e temperatura de trabalho ambiente. Os valores desses fatores para cada uma dessas condições foram retirados da referência [2].

Uma última consideração a ser feita é que baseado na referência [3], foram determinados, em todos os eixos, outros 2 pontos críticos que estão muito próximos ao ponto crítico previamente estipulado. Isso ocorre pois nessas localidades há sempre um entalhe com menor diâmetro, um rasgo de chaveta (ponto crítico inicial) e uma variação de diâmetro de seção. O que muda para esses pontos em relação ao ponto crítico inicial é o momento fletor resultante e o fator de concentração de tensões, “ $K_e$ ”. Para determinação de cada momento fletor foi desenvolvida uma ferramenta no “excel 2010” presente no apêndice [A] e para encontrar o valor de cada “ $K_e$ ” foi utilizada a tabela presente na referência [2]. Em todos os três eixos o ponto limitante acabou sendo no centro do rasgo de chaveta após realização dos cálculos.

#### 4.6.4 – Cálculos e padronizações

Com posse de todas as informações acima foi possível calcular o diâmetro mínimo para cada eixo. Em seguida, baseado nas indicações da referência [1], foi determinado o diâmetro de todas as diferentes seções presentes no eixo utilizando as informações da figura 40.

**Figura 40 - Gráfico para eixo de perfil circular com torção e mudança de seção.**



Fonte: referência [2], página 921.

Feito isso, de acordo com a tabela 10 a seguir, foram escolhidos os diâmetros mínimos padronizados para os eixos.

**Tabela 10 - Diâmetros padronizados para eixos.**

<i>Diâmetro D(mm)</i>	<i>Tolerância mm</i>	<i>Área mm<sup>2</sup></i>	<i>Diâmetro D(mm)</i>	<i>Tolerância mm</i>	<i>Área mm<sup>2</sup></i>
5	- 0,030	19,63	(60)	- 0,074	2827
6	- 0,030	28,27	63	- 0,074	3117
7	- 0,036	38,48	(65)	- 0,074	3318
8	- 0,036	50,27	70	- 0,074	3848
9	- 0,036	63,62	(75)	- 0,074	4418
10	- 0,036	78,54	80	- 0,074	5027
11	- 0,043	93,03	90	- 0,087	6362
12	- 0,043	113,1	100	- 0,087	7854
(13)	- 0,043	132,7	(110)	- 0,087	9503
14	- 0,043	153,9	(120)	- 0,087	11310
(15)	- 0,043	176,7	125	- 0,100	12270
16	- 0,043	201,1	140	- 0,100	15390
18	- 0,043	254,5	(150)	- 0,100	17670
20	- 0,052	314,2	160	- 0,100	20110
22	- 0,052	380,1	180	- 0,100	25450
25	- 0,052	490,9	200	- 0,115	31420
28	- 0,052	615,8	<b>Notas:</b> 1) Os valores indicados entre parênteses devem ser evitados. 2) A tolerância é indicada para acabamento com retificação. Poderá ser modificada em função da usinagem. 3) O projetista deverá sempre consultar os fornecedores sobre os diâmetros normalmente existentes.		
(30)	- 0,052	706,9			
(35)	- 0,062	962,1			
36	- 0,062	1018			
(38)	- 0,062	1134			
40	- 0,062	1257			
45	- 0,062	1590			
50	- 0,062	1963			
56	- 0,074	2463			

Fonte: referência [3], Apostila de eixos, página 36.

Dessa forma foi obtido, após utilização do critério de Soderberg e da padronização, os seguintes resultados presentes na tabela 11:

**Tabela 11 - Dimensões mínimas de cada eixo.**

Eixo	Diâmetro Mínimo (mm)
I	Dimensão de fábrica (motor)
II	18
III	22
IV	22

Fonte: elaborado pelo autor.

Analisando os resultados apresentados, decidiu-se que em todos os eixos as seções nas quais serão encaixadas os rolamentos possuirão 22 mm. Será feito desta forma, pois como esses eixos II e IV estarão alinhados, tornará a usinagem da caixa do variador mais simples e precisa uma vez que será possível fazer o furo em ambos os lados ao mesmo tempo com a mandriladora, sem necessidade de realinhar a máquina,

virar a peça e mudar o diâmetro de corte. Além disso, assim será possível utilizar o mesmo rolamento em todos os eixos sem desprezar o diâmetro mínimo encontrado em nenhuma seção transversal dos eixos.

#### 4.7 – Dimensionamento de chavetas e estrias

##### 4.7.1 – Chavetas

As chavetas são os elementos de máquinas responsáveis pelo acoplamento entre eixos e cubos (no caso desse projeto, esses elementos serão engrenagens e polias).

As chavetas foram dimensionadas sempre de acordo com o torque máximo que cada eixo irá transmitir pois, dessa forma, será possível selecionar as mesmas dimensões de chaveta para todas as engrenagens de um mesmo eixo. Os cálculos foram realizados de acordo com as informações presentes na referência [3].

Para estabelecer as medidas iniciais foi utilizada uma tabela normalizada para chavetas planas (tabela 12):

**Tabela 12 - Dimensões de chavetas e rasgos de chavetas padronizados.**

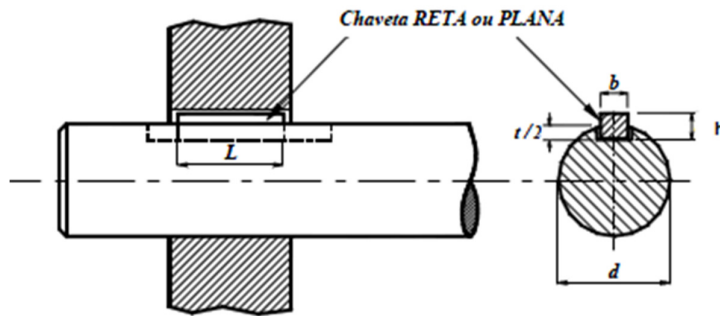
Eixo		Chaveta		Rasgos de chaveta											
Diâmetro  <i>d</i>  acima de		Seção  <i>b x h</i>		Largura						Profundidade				Raio  <i>r</i>	
				Afastamentos											
				Nominal	ajuste <i>c/</i> folga no Eixo H9		ajuste normal no Cubo D10		ajuste <i>c/</i> interferên- cia no eixo no cubo P9		Eixo <i>t</i> <sub>1</sub>		Cubo <i>t</i> <sub>2</sub>		
									Nom.	Afasta- mentos	Nom.	Afasta- mentos	Máx.	Min.	
6	8	2 x 2	2	+ 0,025	+ 0,060	— 0,004	+ 0,012	— 0,006	1,2		1		0,16	0,08	
8	10	3 x 3	3	0	+ 0,020	— 0,029	— 0,013	— 0,031	1,8		1,4		0,16	0,08	
10	12	4 x 4	4						2,5	+ 0,1	1,8	+ 0,1	0,16	0,08	
12	17	5 x 5	5	+ 0,030	+ 0,078	0	+ 0,015	— 0,012	3,0	0	2,3	0	0,25	0,16	
17	22	6 x 6	6	0	+ 0,030	— 0,030	— 0,015	— 0,042	3,5		2,8		0,25	0,16	
22	30	8 x 7	8	+ 0,036	+ 0,098	0	+ 0,018	— 0,015	4,0		3,3		0,25	0,16	
30	38	10 x 8	10	0	+ 0,010	— 0,036	— 0,018	— 0,051	5,0		3,3		0,40	0,25	
38	44	12 x 8	12						5,0		3,3		0,40	0,25	
44	50	14 x 9	14	+ 0,043	+ 0,120	0	+ 0,021	— 0,018	5,5		3,8		0,40	0,25	
50	58	16 x 10	16	0	+ 0,050	— 0,043	— 0,022	— 0,061	6,0		4,3		0,40	0,25	
58	65	18 x 11	18						7,0	+ 0,2	4,4	+ 0,2	0,40	0,25	
65	75	20 x 12	20						7,5	0	4,9	0	0,60	0,40	
75	85	22 x 14	22	+ 0,052	+ 0,149	0	+ 0,026	— 0,022	9,0		5,4		0,60	0,40	
85	95	25 x 14	25	0	+ 0,065	— 0,052	— 0,026	— 0,074	9,0		5,4		0,60	0,40	
95	110	28 x 16	28						10,0		6,4		0,60	0,40	
110	130	32 x 18	32						11,0		7,4		0,60	0,40	
130	150	36 x 20	36						12,0		8,4		1,00	0,70	
150	170	40 x 22	40	+ 0,062	+ 0,180	0	+ 0,031	— 0,026	13,0		9,4		1,00	0,70	
170	200	45 x 25	45	0	+ 0,080	— 0,062	— 0,031	— 0,088	15,0		10,5		1,00	0,70	
200	230	50 x 28	50						17,0		11,4		1,00	0,70	
230	260	56 x 32	56						20,0		12,4		1,60	1,20	
260	290	63 x 32	63	+ 0,074	+ 0,220	0	+ 0,037	— 0,032	20,0	+ 0,3	12,4	+ 0,3	1,60	1,20	
290	330	70 x 36	70	0	+ 0,100	— 0,074	— 0,037	— 0,106	22,0	0	14,4	0	1,60	1,20	
330	380	80 x 40	80						25,0		15,4		2,50	2,00	
380	440	90 x 45	90	+ 0,087	+ 0,260	0	+ 0,043	— 0,037	28,0		17,4		2,50	2,00	
440	500	100 x 50	100	0	+ 0,120	— 0,087	— 0,044	— 0,124	31,0		19,5		2,50	2,00	

Fonte: referência [3], Apostila de chavetas, página 25.



As dimensões presentes na tabela acima estão indicadas na figura 41.

**Figura 41 - Representação das dimensões das chavetas planas.**



Fonte: referência [3], Apostila de chavetas, página 25.

O material selecionado para todas as chavetas foi o aço SAE 1050 repuxado a frio. Como dito anteriormente, esse aço possui boas propriedades mecânicas, isto é, alta resistência ao escoamento e à tração principalmente, permitindo o dimensionamento de chavetas menores e com maior coeficiente de segurança. Como também aconteceu para as engrenagens e eixos, foi escolhido o mesmo aço para todas as chavetas. Abaixo seguem, novamente, as propriedades do material em questão:

- Resistência ao escoamento ( $S_y$ ): 580 Mpa;
- Resistência à tração ( $S_{ut}$ ): 690 Mpa;
- Dureza: 197 HB.

O dimensionamento das chavetas dá-se da seguinte forma: de acordo com a largura da engrenagem ou da polia que a chaveta irá acoplar ao eixo, será pré-definida uma largura “L” para a chaveta. Além disso, de acordo com o diâmetro da parte do eixo em que a chaveta se encontrará, serão definidas de acordo com a tabela 12, as dimensões da seção transversal da chaveta e do rasgo presente no eixo. Com esses valores em mãos, será possível calcular as tensões de cisalhamento, de compressão e a máxima na chaveta e, assim, encontrar os coeficientes de segurança para cada uma delas. As equações a serem utilizadas para o cálculo das tensões são:

$$\sigma_{comp} = \frac{4 \times T}{d \times h \times L} \quad (\text{Eq. 17})$$

$$\tau_{cis} = \frac{2 \times T}{d \times b \times L} \quad (\text{Eq. 18})$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \left( \sigma_{comp}^2 + 3 \times \tau_{cis}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{Eq. 19})$$

Onde:

- $\sigma_{m\acute{a}x}$  – Tensão máxima [MPa];
- $\sigma_{comp}$  – Tensão de compressão [MPa];
- $\tau_{cis}$  – Tensão de cisalhamento [MPa];
- T – Torque máximo no eixo [N.m];
- L - Largura da chaveta [mm];
- d – Diâmetro do eixo [mm];
- h – Altura da chaveta [mm];
- b – Espessura da chaveta [mm];

Em seguida, calculam-se os coeficientes de segurança, que são:

$$CS \text{ compress\~{a}o} = \frac{S_y}{\sigma_{comp}} \quad (\text{Eq. 20})$$

$$CS \text{ cisalhamento} = \frac{S_{sy}}{\tau_{cis}} \quad (\text{Eq. 21})$$

$$CS \text{ global} = \frac{S_y}{\sigma_{m\acute{a}x}} \quad (\text{Eq. 22})$$

Sendo que  $S_{sy}$  é a Tensão admissível, calculada da seguinte forma:

$$S_{sy} = 0,577 \times S_y \quad (\text{Eq. 23})$$

Com isso foram obtidos os seguintes resultados:

- Chaveta da polia do eixo II: b x t x L [mm] = 6 x 6 x 36  
 $CS \text{ global} = 10,56$ ;
- Chavetas para engrenagens do eixo II: b x t x L [mm] = 8 x 7 x 18  
 $CS \text{ global} = 9,02$ ;
- Chaveta para primeiro bloco deslizante: b x t x L [mm] = 14 x 9 x 64  
 $CS \text{ global} = 44,36$ ;
- Chaveta para segundo bloco deslizante: b x t x L [mm] = 14 x 9 x 20  
 $CS \text{ global} = 13,86$ ;
- Chavetas para engrenagens do eixo IV: b x t x L [mm] = 8 x 7 x 18  
 $CS \text{ global} = 2,35$ .

#### 4.7.2 – Estrias

No caso do eixo III, onde estarão presentes os blocos de engrenagens, ao invés de chavetas será utilizada uma estria ao longo de todo o eixo de forma que os blocos poderão deslizar ao longo do eixo e transmitir torque. Eles serão fixados nas posições desejadas através de alavancas que serão detalhadas mais à frente.

O material para as estrias será o mesmo definido para o eixo, ou seja, o aço SAE 1050 repuxado a frio, como mencionado anteriormente.

O dimensionamento das estrias foi feito de acordo com as informações presentes na referência [3]. Inicialmente é necessário calcular o coeficiente de segurança mínimo através da seguinte equação:

$$CS = n1 \times n2 \times n3 \times n4 \quad (\text{Eq. 24})$$

Onde:

- $n1$  - Fator para incerteza do material ( $1,5 < n1 < 2,5$ );
- $n2$  - Fator de distribuição de carga ao longo da estria e por estria (1,33 para estrias planas);
- $n3$  - Fator de choque (1,4 para transmissão com choque);
- $n4$  - Fator para o material do cubo (1,0 para cubo de aço);

Uma vez encontrado o coeficiente de segurança (3,72) é preciso calcular os coeficiente de segurança para compressão e para cisalhamento e caso ambos sejam maiores que o primeiro coeficiente encontrado, a estria estará dimensionada. As equações para encontrar os coeficientes citados são:

$$CS_{CIS} = \frac{0,577 \times Sy \times d1 \times b \times L \times Z}{2 \times T} \quad (\text{Eq. 25})$$

$$CS_{COMP} = \frac{Sy \times d1 \times h \times L \times z}{2 \times T} \quad (\text{Eq. 26})$$

Onde:

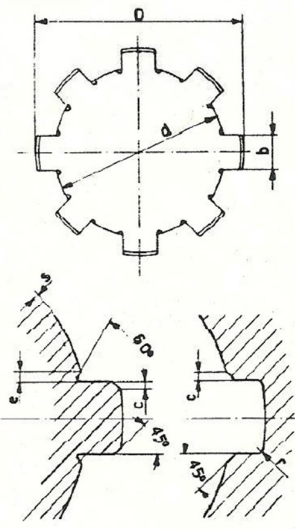
- $CS_{CIS}$  – Coeficiente de segurança para cisalhamento;
- $CS_{COMP}$  – Coeficiente de segurança para compressão;
- $d1$  – Diâmetro menor [mm];
- $b$  – Espessura da estria [mm];

- L – Comprimento estriado [mm];
- z – Quantidade de estrias;
- T – Torque no eixo [N.m];
- h – Altura das estrias [mm];

Para adquirir os dados iniciais da estria será utilizado o seguinte critério: como ao calcular o diâmetro dos eixos o resultado mínimo obtido para o eixo III, que será o eixo estriado, foi de 22 mm, segundo a figura 39 (mudança de seção transversal de eixos) presente na descrição dos cálculos para eixos nesse projeto, seria necessário que o diâmetro da seção maior fosse de 25 mm. Portanto, como a seção maior é exatamente onde ficará a estria (uma vez que na seção menor ficarão os rolamentos), o diâmetro mínimo para a estria seria de 25 mm. No entanto, será utilizado nesse projeto a tabela normalizada UNI para estrias (figura 42), na qual o primeiro diâmetro mínimo normalizado igual ou maior que 25 mm é o de 26 mm.

**Figura 42 - Dimensões padronizadas para estrias.**

d	D	b	z n. canal.	e	s c r	$\Omega$	D	b	z n. canal.	e	s c r	$\Omega$
UNI 220							UNI 221					
11	14	4	4	0,4	0,2	0,55	14	3	6	0,4	0,2	0,37
13	16	5	4	0,4	0,2	0,66	16	3,5	6	0,4	0,2	0,44
16	20	6	4	0,4	0,2	0,56	20	4	6	0,4	0,2	0,37
18	22	7	4	0,4	0,2	0,63	22	5	6	0,4	0,2	0,42
21	25	8	4	0,4	0,2	0,75	25	5	6	0,4	0,2	0,50
23	26	6	6	0,4	0,2	0,82	28	6	6	0,4	0,2	0,41
26	30	6	6	0,4	0,2	0,63	32	6	6	0,6	0,3	0,40
28	32	7	6	0,4	0,2	0,68	34	7	6	0,6	0,3	0,44
32	36	6	8	0,6	0,3	0,67	38	6	8	0,6	0,3	0,38
36	40	7	8	0,6	0,3	0,76	42	7	8	0,6	0,3	0,43
42	46	8	8	0,6	0,3	0,89	48	8	8	0,6	0,3	0,51
46	50	9	8	0,6	0,3	0,98	54	9	8	1	0,5	0,44
52	58	10	8	1	0,5	0,77	60	10	8	1	0,5	0,50
56	62	10	8	1	0,5	0,83	65	10	8	1	0,5	0,46
62	68	12	8	1	0,5	0,92	72	12	8	1	0,5	0,45
72	78	12	10	1	0,5	0,86	82	12	10	1	0,5	0,42
82	88	12	10	1	0,5	0,99	92	12	10	1	0,5	0,48
92	98	14	10	1	0,5	1,11	102	14	10	1	0,5	0,55
102	108	16	10	1	0,5	1,24	112	16	10	1	0,5	0,61
112	120	18	10	1	0,5	0,90	125	18	10	1	0,5	0,48



**Fonte: referência [3], Apostila de Estrias, página 27.**

Dessa forma, o primeiro teste foi feito para a estria 26 x UNI x 220. Além disso, para estabelecer o comprimento estriado utilizou-se o pior caso possível, ou seja, a largura da menor engrenagem. Com isso, foram obtidos os seguintes resultados neste primeiro teste:

$$CS_{CIS} = 34,72$$

$$CS_{COMP} = 48,14$$

Como ambos estão maiores que o coeficiente de segurança mínimo estabelecido previamente ( $CS = 3,72$ ), pode-se utilizar a estria selecionada.

#### 4.8 – Seleções de rolamentos

Os rolamentos utilizados nesse projeto serão selecionados de acordo com o catálogo online da empresa SKF, referência [7]. O catálogo dessa empresa mostra como calcular a carga dinâmica máxima que estará presente em um rolamento através dos esforços nos mancais e, assim, através do resultado obtido, selecionar o mais adequado. Nesse projeto, como todos os eixos terão o mesmo diâmetro (22 mm), será utilizado o mesmo rolamento em todos eles. Dessa forma, é preciso realizar a seleção apenas no mancal mais exigido dinamicamente. Isso facilitará a compra em atacado dos rolamentos, possivelmente minimizando o custo. Os cálculos para esforços dinâmicos encontram-se no apêndice [A]. Baseado nesses cálculos, o rolamento selecionado, do qual serão necessárias seis unidades (um para cada extremidade de cada eixo dentro do variador), foi o seguinte:

**Tabela 13 - Dados do rolamento SKF 62/22.**

Dimensões principais			Classificações de carga básica		Classificações de velocidade		Designação
d	D	B	dinâmica	estática	Velocidade de referência	Velocidade-limite	
			C	$C_0$			* Rolamento SKF Explorer
mm			kN		r/min		-
22	50	14	14	7,65	30000	19000	62/22

Technical drawing of the SKF 62/22 bearing showing dimensions and calculation factors. The drawing includes two views: a front view and a side view. The front view shows the outer diameter D = 50 mm, inner diameter d = 22 mm, and width B = 14 mm. The side view shows the maximum and minimum radii of curvature for the inner and outer rings, labeled as  $r_{1,2min}$  and  $r_{1,2max}$ . The maximum and minimum diameters for the inner and outer rings are also indicated:  $D_{max} = 44,4$  mm and  $d_{min} = 27,6$  mm. The calculation factors are listed as  $k_F = 0,025$  and  $f_0 = 14$ .

Fonte: *print screen* do site da SKF.

É importante dizer que em nenhum dos rolamentos há cargas axiais e que foi estipulada uma vida útil de 10.000 horas considerando-se seu uso em uma máquina para 8 horas de trabalho com transmissões de engrenagens e acopladas a motores elétricos.

#### **4.9 – Seleção das demais peças**

Nesta seção serão detalhadas as demais peças presentes no variador que, no entanto, não requerem cálculos para seu dimensionamento. Além disso, também será nessa parte do projeto que serão mencionadas outras características que não podem ser ignoradas por serem fundamentais para o correto funcionamento da máquina ou para sua inserção no mercado.

##### **4.9.1 - Anéis de fixação**

Serão colocados anéis fixando as engrenagens 1 e 7, além de um em cada rolamento e um na polia menor. Além disso, terá um em cada bloco de engrenagens para mantê-las unidas. Na polia maior será usada uma porca com uma arruela. Todos esses elementos foram selecionados através de catálogos de seus fabricantes.

##### **4.9.2 - Retentores e vedações**

Em cada uma das tampas abertas será colocado uma junta de feltro para vedação, totalizando duas juntas, selecionadas de acordo com seus fabricantes.

##### **4.9.3 – Carcaça**

A carcaça foi projetada de forma que o variador pudesse ser o mais compacto e robusto possível. Para tal foram utilizadas tabelas presentes na referência [5], que indicam dimensões mínimas adequadas para a carcaça de um variador escalonado com seis velocidades de saída. Trata-se de uma carcaça tripartida, vertical, cujas peças são fixadas pelos parafusos que serão mencionado à frente.

##### **4.9.4 - Parafusos de fixação**

- a) Para fixar cada parte da carcaça uma na outra serão usados 22 parafusos M12 x 1,5, sextavados com 35mm de comprimento de rosca;
- b) Para fixar a carcaça na máquina operatriz serão usados 8 parafusos M16 x 1,5, sextavados com 55mm de comprimento de rosca presos, ainda por porcas;
- c) No mancal interno há ainda 4 parafusos de fixação M12 x 1,5, sextavados, com 15mm de comprimento de rosca;

- d) Em cada tampa foram usados 6 parafusos M8 x 1,5, sextavados com 30mm de comprimento de rosca.

Todos esses parafusos foram selecionados também de acordo com catálogos de fabricantes

#### **4.9.5 - Tampas**

Suas dimensões foram obtidas através de tabelas presentes na referência [5] e há uma encostada a cada rolamento externo.

#### **4.9.6 – Alavancas de acionamento**

A mudança de velocidades ocorrerá através de duas alavancas, uma para cada bloco de engrenagens. As alavancas devem ser giradas até se encaixarem nos locais indicados. O posicionamento correto das engrenagens se dá através de um rebaixo na superfície de contato entre a alavanca e o variador. Uma mola posicionada dentro da alavanca pressiona uma esfera de modo que ela desce e trava no momento em que encontra o rebaixo e, dessa forma, a posição correta nos pontos desejados é garantida. Ao girar a alavanca, uma engrenagem interna acoplada ao mesmo eixo da irá movimentar uma cremalheira que fará um movimento linear, deslocando o bloco de engrenagens para a posição desejada. Os ângulos de giro, tal como o módulo e o número de dentes da cremalheira e da engrenagem foram calculados com base nas distâncias entre as engrenagens fixas e tais cálculos podem ser encontrados no Apêndice [A]. A alavanca foi projetada de acordo com dados presentes na referência [5].

#### **4.9.7 – Outros elementos**

Foram colocados um medidor de nível de óleo na segunda partição da carcaça, uma saída para óleo na primeira partição e uma entrada de lubrificante no topo da terceira partição.

## **5 – Características fundamentais do variador**

### **5.1 - Lubrificação**

Para o correto funcionamento e aumento da vida útil de equipamentos mecânicos, geralmente torna-se necessário introduzir algum tipo de lubrificação nos componentes do dispositivo. O lubrificante forma uma fina camada entre as superfícies que as separa total ou parcialmente com os seguintes objetivos principais:

- Redução do atrito e do desgaste de superfícies com movimento relativo;
- Remoção de calor;
- Remoção de detritos.

Existem diversas maneiras de se fazer a deposição do lubrificante nas peças, dentre elas: lubrificação manual, por gotejamento, por banho de óleo, por disco rotativo e forçada. Para este projeto foi escolhida a lubrificação por banho de óleo, pois é uma forma bastante simples de se alcançar o objetivo e não requer a introdução de nenhum dispositivo adicional. Além disso, os rolamentos acabarão sendo lubrificados por respingo à medida que as engrenagens girarem banhadas em óleo.

### **5.2 - Transporte**

Foram rosqueados no topo do variador dois ganchos em forma de anel para seu transporte.

### **5.3 - Segurança e precauções**

O variador é completamente vedado, tendo apenas como precaução a ser tomada evitar chegar muito perto de seu eixo de entrada (junto às polias) e seu eixo de saída para a máquina operatriz.

### **5.4 - Limites**

O torque máximo suportado pelo variador é de 154 N.m. Como ele foi calculado com coeficientes de segurança bastante razoáveis, deverá trabalhar sem problemas em situações limite.

### **5.5 - Armazenamento**

Como está totalmente vedado e possui uma carcaça robusta, pode ficar longos períodos em ambientes poeirentos e sem grandes cuidados. Sua manutenção inicialmente será necessária apenas no que diz respeito à lubrificação.



## **5.6 - Fixação**

Como o variador trabalhará em altas velocidades e com alto torque, é preciso que sua fixação seja feita de forma cuidadosa e precisa.

## **6 – Manual básico de fabricação**

Para facilitar a fabricação das peças, economizando tempo de produção e evitando erros no processo, será desenvolvido um plano de fabricação básico para cada uma delas. Como algumas das peças serão compradas de fabricantes especializados, não será necessário desenvolver um plano de fabricação para elas.

Ao longo da elaboração desse plano de fabricação, alguns aspectos precisarão ser analisados em algumas peças para que haja uma padronização do processo. Esses aspectos seguem enumerados nas seções a seguir.

### **6.1 – Tolerâncias dimensionais**

De acordo com a referência [4], tolerância dimensional é a variação entre a dimensão máxima e a mínima permitida para a peça. Essas dimensões são afastamentos aceitáveis para as dimensões nominais das peças. Nesta parte do trabalho será utilizada a palavra “eixo” como um nome genérico, dado a qualquer peça ou parte da peça que funcione alojada a outra.

Dependendo da função do eixo, existem várias classes de ajustes. Se o eixo se encaixa no furo de modo a deslizar ou girar livremente, tem-se um ajuste com folga. Quando o eixo se encaixa no furo com certo esforço (prensado), temos um ajuste com interferência. Ainda existem situações intermediárias onde o eixo pode se encaixar no furo com folga ou interferência, dependendo de suas dimensões efetivas, caso que será visto a seguir com as chavetas. É o que se chama de ajuste incerto ou normal. Em geral, eixos e furos que se encaixam têm a mesma dimensão nominal, o que varia são os afastamentos adotados para cada elemento (referência [4]).

Para tolerâncias dimensionais, segundo a referência [13], é mais recomendado utilizar o sistema furo-base para fabricação mecânica, que é o sistema em que a dimensão mínima do furo é igual à dimensão nominal. Este sistema é o mais utilizado, pois, fixando-se a dimensão mínima do furo, executa-se apenas usinagem externa no eixo, tarefa mais fácil de ser realizada.

Neste variador, será preciso definir o ajuste entre as chavetas e os seus respectivos rasgos, os eixos e os rolamentos, os rolamentos e os alojamentos (carcaça),

os eixos estriados e as engrenagens deslizantes, entre os eixos e as engrenagens e polias fixas e, finalmente, entre os pinos e seus furos nos eixos das alavancas.

Para que todos os cálculos apresentadas nessa seção sejam compreendidos, é necessário apresentar algumas equações básicas no que diz respeito às tolerâncias dimensionais. Primeiramente, é preciso dizer que todas as tolerâncias possuem um valor para o afastamento superior e outro para o afastamento inferior. Para furos eles possuem letra maiúscula ( $A_s$  e  $A_i$ ) e para eixos, minúscula ( $a_s$  e  $a_i$ ). Baseado nesses valores é que se calculam as folgas máxima e mínima ( $F$  e  $f$ , respectivamente) dos ajustes e, em seguida, sua tolerância ( $T$ ), através das seguintes equações:

$$F = A_s - a_i \quad (\text{Eq. 27})$$

$$f = A_i - a_s \quad (\text{Eq. 28})$$

$$T = F - f \quad (\text{Eq. 29})$$

### 6.1.1 – Ajustes para rasgos de chaveta

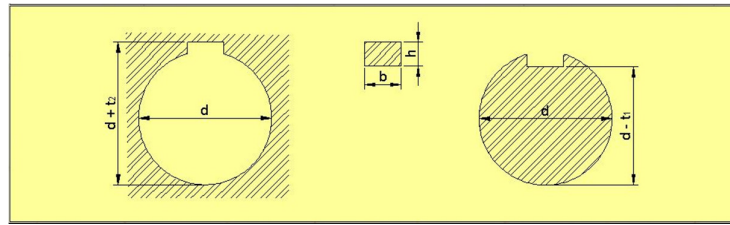
Para definir os ajustes entre as chavetas e os rasgos, será utilizada a tabela 15. O significado geométrico de cada dimensão apresentado nessa tabela pode ser visualizado na figura 43.

**Tabela 14 - Ajustes para chavetas e rasgos**

Eixo		Chaveta				Rasgo									
Diâmetro d		Seção b x h				Valor	Largura					Profundidade			
		Largura b		Altura h			Tolerância					Eixo t1		Cubo t2	
							Ajuste c/ folga		Ajuste normal		Ajuste c/ interf.				
de	até	Valor	h 9	Valor	h 11	Eixo H 9	Cubo D 10	Eixo N 9	Cubo JS 9	Eixo / cubo P 9	Valor	Tolerân.	Valor	Tolerân.	
6	8	2	0,000	2	0,000	2	+0,025	+0,060	-0,004	+0,012	-0,006	1,2	+0,100 0,000	1	+0,100 0,000
8	10	3	-0,025	3	-0,025	3	0,000	+0,020	-0,029	-0,013	-0,031	1,8		1,4	
10	12	4	0,000	4	0,000	4	+0,030	+0,078	0,000	+0,015	-0,012	2,5		1,8	
12	17	5	-0,030	5	-0,030	5	0,000	+0,030	-0,030	-0,015	-0,042	3,0		2,3	
17	22	6		6		6						3,5		2,8	
22	30	8	0,000	7	0,000	8	+0,036	+0,098	0,000	+0,018	-0,015	4,0		3,3	
30	38	10	-0,036	8		10	0,000	+0,040	-0,036	-0,018	-0,051	5,0		3,3	
38	44	12		8	-0,090	12						5,0		3,3	
44	50	14	0,000	9		14	+0,043	+0,120	0,000	+0,021	-0,018	5,5		3,8	
50	58	16	-0,043	10	0,000	16	0,000	+0,050	-0,043	-0,022	-0,061	6,0	+0,200 0,000	4,3	+0,200 0,000
58	65	18		11		18						7,0		4,4	
65	75	20		12		20						7,5		4,9	
75	85	22	0,000	14		22	+0,052	+0,149	0,000	+0,026	-0,022	9,0		5,4	
85	95	25	-0,052	14	-0,110	25	0,000	+0,065	-0,052	-0,026	-0,074	9,0		5,4	
95	110	28		16		28						10,0		6,4	

Fonte: referência [15].

**Figura 43 - Dimensões fundamentais de chavetas e rasgos.**



**Fonte: referência [15]**

Ao longo deste manual de fabricação será possível perceber que as chavetas serão adquiridas de um fabricante especializado, portanto, não será necessário se preocupar com sua fabricação. Os rasgos, no entanto, precisarão ser feitos através dos valores indicados na tabela para ajustes normais. Dessa forma, segue abaixo um resumo dos rasgos presentes no projeto e dos ajustes que serão feitos:

**I. Rasgo para chaveta da polia maior feito no eixo II:**

- **Dimensões:**

Diâmetro ( $d$ ) = 18 mm

Profundidade do eixo ( $t_1$ ) = 3,5 mm

Profundidade do furo ( $t_2$ ) = 2,8 mm

Largura ( $b$ ) = 6 mm

- **Tolerâncias:**

Largura do eixo: N9  $\rightarrow A_s = 0 \text{ }\mu\text{m}$  e  $A_i = -30 \text{ }\mu\text{m}$ .

Largura do cubo: JS9  $\rightarrow A_s = +15 \text{ }\mu\text{m}$  e  $A_i = -15 \text{ }\mu\text{m}$ .

Profundidade do eixo:  $A_s = +100 \text{ }\mu\text{m}$  e  $A_i = 0 \text{ }\mu\text{m}$ .

Profundidade do cubo:  $A_s = +100 \text{ }\mu\text{m}$  e  $A_i = 0 \text{ }\mu\text{m}$ .

**II. Rasgo para chavetas das engrenagens 1, 3, 5, 8 e 10 nos eixos II e IV e para polia menor no eixo I:**

- **Dimensões:**

Diâmetro ( $d$ ) = 25 mm

Profundidade do eixo ( $t_1$ ) = 4,0 mm

Profundidade do furo ( $t_2$ ) = 3,3 mm

Largura ( $b$ ) = 8 mm

- Tolerâncias:

Largura do eixo: N9  $\rightarrow A_s = 0 \text{ }\mu\text{m}$  e  $A_i = - 36 \text{ }\mu\text{m}$ .

Largura do cubo: JS9  $\rightarrow A_s = + 18 \text{ }\mu\text{m}$  e  $A_i = - 18 \text{ }\mu\text{m}$ .

Profundidade do eixo:  $A_s = + 200 \text{ }\mu\text{m}$  e  $A_i = 0 \text{ }\mu\text{m}$ .

Profundidade do cubo:  $A_s = + 200 \text{ }\mu\text{m}$  e  $A_i = 0 \text{ }\mu\text{m}$ .

### III. Rasgo para chavetas dos blocos deslizantes 1 e 2:

- Dimensões:

Diâmetro (d) = 48 mm

Profundidade do eixo ( $t_1$ ) = 5,5 mm

Profundidade do furo ( $t_2$ ) = 3,8 mm

Largura (b) = 8 mm

- Tolerâncias:

Largura do eixo: N9  $\rightarrow A_s = 0 \text{ }\mu\text{m}$  e  $A_i = - 43 \text{ }\mu\text{m}$ .

Largura do cubo: JS9  $\rightarrow A_s = + 21 \text{ }\mu\text{m}$  e  $A_i = - 22 \text{ }\mu\text{m}$ .

Profundidade do eixo:  $A_s = + 200 \text{ }\mu\text{m}$  e  $A_i = 0 \text{ }\mu\text{m}$ .

Profundidade do cubo:  $A_s = + 200 \text{ }\mu\text{m}$  e  $A_i = 0 \text{ }\mu\text{m}$ .

Cabe observar que para o rasgo de chaveta da polia menor pode-se utilizar os mesmos valores encontrados no item II, uma vez que seu diâmetro (28 mm) encontra-se no mesmo grupo do diâmetro desse item (25 mm) na tabela 14, que é o grupo de furos entre 22 e 30 mm.

#### 6.1.2 – Ajustes para eixos e alojamentos dos rolamentos

No caso deste projeto, todos os seis rolamentos utilizados são idênticos. Dessa forma, todos os ajustes e tolerâncias a serem utilizados serão os mesmos. Os rolamentos já vêm com suas medidas de fábrica, com os valores para o anel interno indicados na tabela 15, a seguir:

**Tabela 15 - Ajustes padronizados internacionalmente para rolamentos.**

										Symbols		Outer ring	
Inner ring													
$d^{1)}$		$\Delta_{dmp}^{2)}$		$V_{dp}$			$V_{dmp}$	$\Delta_{Bs}$		$\Delta_{B1s}$		$V_{Bs}$	$K_{ia}$
Diameter Series													
				7,8,9	0,1	2,3,4							
over	incl.	high	low	max	max	max	max	high	low	high	low	max	max
mm		$\mu m$		$\mu m$			$\mu m$	$\mu m$		$\mu m$		$\mu m$	$\mu m$
-	2,5	0	-8	10	8	6	6	0	-40	-	-	12	10
2,5	10	0	-8	10	8	6	6	0	-120	0	-250	15	10
10	18	0	-8	10	8	6	6	0	-120	0	-250	20	10
18	30	0	-10	13	10	8	8	0	-120	0	-250	20	13
30	50	0	-12	15	12	9	9	0	-120	0	-250	20	15
50	80	0	-15	19	19	11	11	0	-150	0	-380	25	20

Fonte: *print screen* do site da SKF.

Os eixos e carcaças, porém, que serão fabricados, precisam ter seus ajustes especificados. Para os eixos será utilizada a tabela 16, presente a seguir:

**Tabela 16 - Ajustes para parte do eixo em contato com rolamento.**

Condições		Rolamentos de esferas		Rolamentos de rolos cilíndricos Rolamentos de rolos cônicos		Rolamentos autocompensadores de rolos		Tolerância	Observações
		Diâmetro do eixo (mm)							
		Acima	Inclusive	Acima	Inclusive	Acima	Inclusive		
Rolamentos radiais com furo cilíndrico (Classes 0, 6X e 6)									
Direção da carga indeterminada ou carga rotativa no anel interno	Carga leve ou flutuante e variável	—	18	—	—	—	—	h5	Quando é exigida uma precisão mais alta, js5, k5 e m5 devem ser substituídas por js6, k6 e m6.
		18	100	—	40	—	—	js6	
		100	200	40	140	—	—	k6	
	—	—	140	200	—	—	m6		
	Carga normal	—	18	—	—	—	—	js5	A alteração da folga interna para acomodar o ajuste não é considerado para rolamentos de contato angular de uma carreira e rolamentos de rolos cônicos. Portanto, k5 e m5 devem ser substituídos por k6 e m6.
		18	100	—	40	—	40	k5	
		100	140	40	100	40	65	m5	
		140	200	100	140	65	100	m6	
		200	280	140	200	100	140	n6	
		—	—	200	400	140	280	p6	
	—	—	—	—	280	500	r6		
	Carga pesada ou de choque	—	—	50	140	50	100	n6	Use rolamentos com folga interna maior que a normal.
—		—	140	200	100	140	p6		
—	—	200	—	140	200	140	200	r6	
Carga estática no anel interno	Possibilidade de deslocamento axial do anel interno	Todos os diâmetros de eixos						g6	Quando é exigida uma precisão mais alta, use g5, para rolamentos grandes, f6 pode ser aplicado.
	Desnecessário o deslocamento axial do anel interno	Todos os diâmetros de eixos						h6	Quando é exigida uma precisão mais alta, use h5.
Carga axial central		Todos os diâmetros de eixos						js6	Em geral, dependendo do ajuste, o eixo e os anéis internos não são fixos.
Rolamentos com furo cônico (classe 0) com buchas adaptadoras e de desmontagem									
Todas as cargas		Todos os diâmetros de eixos						h9/IT5	h10 / IT7 para eixos de transmissão

Fonte: referência [16].

Os diâmetro interno do rolamento a ser utilizado é 22 mm. Como será utilizada carga normal rotativa no anel interno, o ajuste correto a ser selecionado é o k5. As

medidas para o ajuste k5 num eixo de 22 mm de diâmetro podem ser encontradas na tabela 17:

**Tabela 17 – Valores de ajustes de IT 5 para eixos.**

Valor dos afastamentos para EIXOS de qualidade 5 - IT 5																	
Diâmetro [mm] de até	d 5	e 5	f 5	g 5	h 5	j 5	js 5	k 5	m 5	n 5	p 5	r 5	s 5	t 5	u 5	v 5	x 5
1 3	—	-14 -18	-6 -10	-2 -6	0 -4	+2 -2	+2 -2	+4 0	—	+8 +4	+10 +6	+14 +10	+18 +14	—	+22 +18	—	—
3 6	-30 -35	-20 -25	-10 -15	-4 -9	0 -5	+3 -2	+2,5 -2,5	+6 +1	+9 +4	+13 +8	+17 +12	+20 +15	+24 +19	—	+28 +23	—	+33 +28
6 10	-40 -46	-25 -31	-13 -19	-5 -11	0 -6	+4 -2	+3 -3	+7 +1	+12 +6	+16 +10	+21 +15	+25 +19	+29 +23	—	+34 +28	—	+40 +34
10 14	-50	-32	-16	-6	0	+5	+4	+9	+15	+20	+26	+31	+36	—	+41	—	+48
14 18	-58	-40	-24	-14	-8	-3	-4	+1	+7	+12	+18	+23	+28	—	+33	+47 +39	+40 +45
18 24	-65	-40	-20	-7	0	+5	+4,5	+11	+17	+24	+31	+37	+44	—	+50 +41	+56 +47	+63 +54
24 30	-74	-49	-29	-16	-9	-4	-4,5	+2	+8	+15	+22	+28	+35	+50 +41	+57 +48	+64 +55	+73 +64

Fonte: referência [13], página 107.


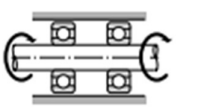

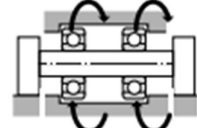
Dessa forma, pegando os valores para o anel interno na tabela 15 e juntando-os com os valores do ajuste k5 na tabela 17, tem-se:

Furo (tabela 15):  $A_s = 0 \text{ } \mu\text{m}$  e  $A_i = -10 \text{ } \mu\text{m}$ .

Eixo (tabela 17):  $a_s = +11 \text{ } \mu\text{m}$  e  $a_i = +2 \text{ } \mu\text{m}$ .

Apesar de, para rolamentos, os ajustes com interferência serem os mais indicados, segundo a referência [16], para rolamentos não separáveis, tais como rolamentos rígidos de esferas, é geralmente recomendado que o anel interno ou o anel externo tenha um ajuste com folga (tabela 18). Por isso, será utilizado um ajuste com interferência no anel interno e um ajuste com folga no externo.

**Tabela 18 - Ajuste recomendado para situação encontrada no projeto.**

Ilustração	Rotação do rolamento	Carga do anel	Ajuste
<p>Carga estática</p> 	 <p>Anel interno: com rotação Anel externo: estacionário</p>	Carga rotativa no anel interno	Anel interno: ajuste por interferência
<p>Carga desbalanceada</p> 	 <p>Anel interno: estacionário Anel externo: com rotação</p>	Carga estática no anel externo	Anel externo: ajuste com folga

Fonte: referência [16].



O ajuste com interferência obedecerá as seguintes equações:

- Interferência máxima,  $IM = -f$  (Eq. 30)

- Interferência mínima,  $Im = -F$  (Eq. 31)

De acordo com as equações 27, 28 e 29 apresentadas anteriormente, pode-se obter as folgas máxima e mínima. Através delas serão obtidas as interferências máxima e mínima, além da tolerância do ajuste entre o anel interno do rolamento e o eixo:

$$F = -2 \text{ }\mu\text{m}.$$

$$f = -21 \text{ }\mu\text{m}.$$

$$T = 19 \text{ }\mu\text{m}.$$

$$IM = 21 \text{ }\mu\text{m}.$$

$$Im = 2 \text{ }\mu\text{m}.$$

Já para encontrar o ajuste entre o anel externo do rolamento e seu alojamento (carcaça), será utilizada a tabela 19:

**Tabela 19 - Ajustes de alojamentos para rolamentos radiais.**

Condições				Tolerância	Observação
Alojamento	Tipo de carga		Deslocamento axial <sup>●</sup> do anel externo		
Alojamento inteiro ou bipartido	Carga estática no anel externo	Todos os tipos de carga	Possibilidade de deslocamento	H7	G7 também é aceitável para rolamentos de grande porte ou com alta diferença de temperatura entre o anel externo e o alojamento
		De cargas leves <sup>●</sup> ou normais <sup>●</sup>	Possibilidade de deslocamento	H8	—
		Eixo e anel interno atingem alta temperatura	Deslocamento fácil	G7	F7 também é aceitável para rolamentos de grande porte ou com alta diferença de temperatura entre o anel externo e o alojamento
Alojamento inteiro	Carga com direção indeterminada	Requer precisão rotacional com cargas leves ou normais	Deslocamento não é possível (em princípio)	K6	Aplica-se primordialmente a rolamentos de rolos
			Possibilidade de deslocamento	JS6	Aplica-se primordialmente a rolamentos de esferas
		Requer funcionamento silencioso	Possibilidade de deslocamento	H6	—
	Carga com direção indeterminada	Carga leve ou normal	Possibilidade de deslocamento	JS7	Quando é requerida uma precisão maior, substitua JS7 por JS6 e K7 por K6
		Carga normal <sup>●</sup> ou pesada	Deslocamento não é possível (em princípio)	K7	
		Carga pesada de choque	Deslocamento não é possível	M7	
	Carga rotacional no anel externo	Carga leve ou variável	Deslocamento não é possível	M7	—
		Carga pesada ou variável	Deslocamento não é possível	N7	Aplica-se primordialmente a rolamentos de esferas
		Carga pesada (alojamento de parede fina) ou carga pesada de choque.	Deslocamento não é possível	P7	Aplica-se primordialmente a rolamentos de rolos

Fonte: referência [14].



Como se trata de um alojamento bipartido que requer uma precisão rotacional com carga normal e o rolamento é de esferas, foi escolhido o ajuste JS6.

Dessa forma, a tabela 20 presente a seguir será utilizada para encontrarmos os valores desse ajuste para um diâmetro de 50 mm, que é a medida do anel externo do rolamento.

**Tabela 20 – Valores de ajustes de IT 6 para furos.**

Valor dos afastamentos para FUEOS de qualidade 6 - IT 6																		
Diâmetro [mm] de até		D 6	E 6	F 6	G 6	H 6	J 6	JS6	K 6	M 6	N 6	P 6	R 6	S 6	T 6	U 6	V 6	X 6
1	3	+26 +20	+20 +14	+12 +6	+8 +2	+6 0	+2 -4	+3 -3	0 -6	-	-4 -10	-6 -12	-10 -16	-14 -20	-	-24 -18	-	-20 -26
3	6	+38 +30	+28 +20	+18 +10	+12 +4	+8 0	+5 -3	+4 -4	+2 -6	-1 -9	-5 -13	-9 -17	-12 -20	-16 -24	-	-20 -28	-	-25 -33
6	10	+49 +40	+34 +25	+22 +13	+14 +5	+9 0	+5 -4	+4,5 -4,5	+2 -7	-3 -12	-7 -16	-12 -21	-16 -25	-20 -29	-	-25 -34	-	-31 -40
10	14																	
14	18	+61 +50	+43 +32	+27 +16	+17 +6	+11 0	+6 -5	+5 -6	+2 -9	-4 -15	-9 -20	-15 -26	-20 -31	-25 -36	-	-30 -41	-	-37 -48
18	24																	
24	30	+78 +65	+53 +40	+33 +20	+20 +7	+13 0	+8 -5	+6 -7	+2 -11	-4 -17	-11 -24	-18 -31	-24 -37	-31 -44	-	-37 -50	-43 -56	-50 -63
30	40																	
40	50	+96 +80	+66 +50	+41 +25	+25 +9	+16 0	+10 -6	+8 -8	+3 -13	-4 -20	-12 -28	-21 -37	-29 -45	-38 -54	-43 -59	-55 -71	-63 -79	-75 -91

Fonte: referência [13], página 97.

Na sequência, será utilizada a tabela 21, para encontrar os valores de afastamento máximo e mínimo para o anel externo do rolamento.

**Tabela 21 - Valores dos ajustes para diferentes anéis externos padronizados internacionalmente.**

Outer ring										
D	$\Delta_{Dmp}$		$V_{Dp}^{1)}$		$V_{Dmp}^{1)}$		$\Delta_{Cs}, \Delta_{C1s}, V_{Cs}$		$K_{ea}$	
			Diameter Series		Sealed					
			7,8,9	0,1	2,3,4	bearings <sup>2)</sup>				
over	incl.	high	low	max	max	max	max	max	max	
mm	$\mu m$		$\mu m$		$\mu m$		$\mu m$		$\mu m$	
2,5	18	0	-8	10	8	6	10	6	Values are identical to those for inner ring of same bearing ( $\Delta_{Bs}, \Delta_{B1s}, V_{Bs}$ )	
18	30	0	-9	12	9	7	12	7		
30	50	0	-11	14	11	8	16	8		
50	80	0	-13	16	13	10	20	10		
80	120	0	-15	19	19	11	26	11		
120	150	0	-18	23	23	14	30	14	40	

Fonte: print screen do site da SKF.

Assim, utilizando os valores para o anel externo na tabela 21 e juntando-os com os valores do para o ajuste JS6 para 50 mm na tabela 20, tem-se:

Furo (tabela 20):  $A_s = +8 \text{ }\mu\text{m}$  e  $A_i = -8 \text{ }\mu\text{m}$ .

Eixo (tabela 21):  $a_s = 0 \text{ }\mu\text{m}$  e  $a_i = -11 \text{ }\mu\text{m}$ .

Como indicado nas equações 27, 28, 29, 30 e 31 apresentadas anteriormente, pode-se agora obter as folgas máxima e mínima, além da tolerância do ajuste entre o anel externo do rolamento e a carcaça:

$F = 19 \text{ }\mu\text{m}$ .

$f = 8 \text{ }\mu\text{m}$ .

$T = 11 \text{ }\mu\text{m}$ .

É possível observar através dos valores encontrados que o ajuste entre o anel externo do rolamento e a carcaça trata-se de um ajuste com folga.

### **6.1.3 – Ajustes para eixos estriados e blocos deslizantes**

Nesta seção será definido o ajuste ideal entre os dois blocos deslizantes e o eixo estriado presente neste projeto. Para isso será utilizada a tabela 22, que pode ser observada a seguir.

Tabela 22 - Ajustes para estrias

b

cubo sem  
temperar

cubo  
temperado

d  
cubo  
temperado  
e sem  
temperar ( )  
H7 (H13)

D  
cubo  
temperado e  
sem  
temperar  
H11

Cubo

Eixo  
móvel  
no  
cubo

D9  
f9  
h8  
j7  
k7

F10  
d9  
e8  
f7

e8  
f7  
g6

Centragem  
interior

Eixo  
fixo no  
cubo

p6  
s6  
s6  
u6

h6  
j6  
j6  
k6

j6  
k6  
m6

Eixo

u6

m6

n6

a11

Eixo  
móvel  
no  
cubo

h8  
j7  
k7

e8  
f7  
g6

b13

Centragem  
pelos  
flancos

Eixo  
fixo no  
cubo

n6  
u6  
-

-  
k6  
m6  
n6

b13

Fonte: referência [21].

Através desta tabela será possível determinar os ajustes para todas as dimensões fundamentais para estrias e cubos estriados e em seguida, baseado em tabelas similares às tabelas 18 e 20 presentes na referência [13], serão indicados os valores de afastamento inferior e superior para essas dimensões.

Dessa forma, para eixo com centragem interior e cubo temperado, temos os seguintes ajustes:

$$D = 30 \text{ H11} \qquad b = 6 \text{ F10} \qquad d = 26 \text{ H7}$$

$$D_1 = 30 \text{ a11} \qquad b_1 = 6 \text{ d9} \qquad d_1 = 26 \text{ e8}$$

O número à frente do ajuste é o valor da dimensão em milímetros. Com isso, através das tabelas da referência [13] será possível, como dito anteriormente, definir os valores dos afastamentos e, assim, serão calculadas as folgas e tolerâncias através das equações já apresentadas:

- Diâmetro maior (D): 30 H11/a11

Furo:  $A_s = + 130 \text{ }\mu\text{m}$  e  $A_i = 0 \text{ }\mu\text{m}$ .

Eixo:  $a_s = - 300 \text{ }\mu\text{m}$  e  $a_i = - 400 \text{ }\mu\text{m}$ .

$F = 530 \text{ }\mu\text{m}$ .

$f = 300 \text{ }\mu\text{m}$ .

$T = 130 \text{ }\mu\text{m}$ .

- Diâmetro menor (d): 26 H7/e8

Furo:  $A_s = + 33 \text{ }\mu\text{m}$  e  $A_i = 0 \text{ }\mu\text{m}$ .

Eixo:  $a_s = - 40 \text{ }\mu\text{m}$  e  $a_i = - 73 \text{ }\mu\text{m}$ .

$F = 106 \text{ }\mu\text{m}$ .

$f = 40 \text{ }\mu\text{m}$ .

$T = 66 \text{ }\mu\text{m}$ .

- Largura (b): 6 F10/d9

Furo:  $A_s = + 58 \text{ }\mu\text{m}$  e  $A_i = 10 \text{ }\mu\text{m}$  (retirado da referência [22]).

Eixo:  $a_s = - 30 \text{ }\mu\text{m}$  e  $a_i = - 60 \text{ }\mu\text{m}$ .

$F = 118 \text{ }\mu\text{m}$ .

$f = 40 \text{ }\mu\text{m}$ .

$T = 78 \text{ }\mu\text{m}$ .

Assim, todos os ajustes nessa seção são ajustes com folga.

#### 6.1.4 – Ajustes entre eixos e polias/engrenagens fixas

Para definir o ajuste a ser escolhido nesta seção será utilizada a tabela 23, que se encontra abaixo e foi retirada da referência [13]. Trata-se de uma tabela que foi obtida através de ensaios ou testes que simulam situações práticas onde são requeridos ajustes na engenharia mecânica. Nela estão presentes recomendações de ajustes incertos no sistema furo-base:

Tabela 23 - Situações práticas que requerem ajuste normal no sistema furo-base.

<i>PAR</i>	<i>CARACTERÍSTICA</i>	<i>MONTAGEM</i>	<i>APLICAÇÕES</i>
H7/j6 H6/j5 H6/k5	ajuste de deslizamento, com tendência à folga e boa precisão.	A mão ou com martelo; desmontagem sem danos.	Ajustes com desmontagem freqüente, com dispositivo de segurança contra deslocamento axial e rotação recíproca; facilita e auxilia a montagem. Exemplos: -engrenagens de substituição, -anéis de posicionamento, -buchas de mancais.
H7/k6	ajuste forçado leve	Com o martelo, sem muita força.	Ajustes com desmontagem periódica. Exemplos: -buchas de polias ou engrenagens loucas, -engrenagens de máquinas-ferramentas, -polias e volantes de eixos de máquinas e de motores elétricos, -discos de freios, -pinos de pistões, -excêntricos.
H8/m7 H7/m6 H6/m5	ajuste forçado normal, com tendência à interferência e grande precisão	Com o martelo e muita força; montagem e desmontagem sem danos.	Ajustes de desmontagem rara. Exemplos: -engrenagens e polias de máquinas-ferramentas, -rotores de bombas, -hélices de ventiladores.
H7/n6	ajuste forçado duro	Prensa ou aquecimento	Ajustes não desmontáveis à mão; não há necessidade de segurança contra deslocamentos axiais, somente contra rotação recíproca sob a ação de momento torçor. Exemplos: -engrenagens fixas (com ou sem chaveta ou em eixos ranhurados), -coroas de bronze para engrenagens helicoidais, fixadas em corpos de aço ou F <sup>o</sup> .F <sup>o</sup> , -manivelas de eixos, -acoplamentos em ponta de eixo.

Fonte: referência [13], página 90.

Assim, será escolhido o ajuste H7/k6, que é um ajuste forçado (com interferência) leve. Sua montagem deve ser feita com martelo e sem muita força. Além disso, ele é indicado para engrenagens e polias de máquinas ferramentas que podem ser desmontadas periodicamente.

Dessa forma, como as engrenagens 1, 3, 5, 8 e 10 possuem furo interno com mesmo diâmetro (25 mm), elas todas terão o mesmo ajuste. Além disso, as engrenagens 2, 4 e 7, presentes nos blocos deslizantes, também possuirão o mesmo ajuste, já que todas têm diâmetro interno de 48 mm. Com isso, ficam faltando as engrenagens 6 e 9.

No entanto, elas são as bases dos dois blocos deslizantes e, portanto, seus ajustes já foram definidos na seção sobre estrias. Assim, restam apenas as polias. A polia menor estará no eixo do motor, que veio com suas dimensões de fábrica (28 mm) e será usinado para obedecer à tabela. Já a polia maior encontra-se no eixo II e o diâmetro do seu furo é 18 mm, requisitando o cálculo de seu ajuste. Portanto, a seguir detalharemos os valores de cada uma dessas combinações mencionadas com base nos valores encontrados nas tabelas da referência [13]:

- Engrenagens 1, 3, 5, 8 e 10 (ajuste 25 H7/k6):

Furo:  $A_s = +21 \text{ }\mu\text{m}$  e  $A_i = 0 \text{ }\mu\text{m}$  (retirado da referência [22]).

Eixo:  $a_s = +15 \text{ }\mu\text{m}$  e  $a_i = +2 \text{ }\mu\text{m}$ .

$F = 19 \text{ }\mu\text{m}$  ( $Im = -19 \text{ }\mu\text{m}$ )

$f = -15 \text{ }\mu\text{m}$  ( $IM = 15 \text{ }\mu\text{m}$ )

$T = 34 \text{ }\mu\text{m}$ .

- Engrenagens 2, 4 e 7 (ajuste 48 H7/k6):

Furo:  $A_s = +25 \text{ }\mu\text{m}$  e  $A_i = 0 \text{ }\mu\text{m}$  (retirado da referência [22]).

Eixo:  $a_s = +18 \text{ }\mu\text{m}$  e  $a_i = +2 \text{ }\mu\text{m}$ .

$F = 23 \text{ }\mu\text{m}$  ( $Im = -23 \text{ }\mu\text{m}$ ).

$f = -18 \text{ }\mu\text{m}$  ( $IM = 18 \text{ }\mu\text{m}$ ).

$T = 41 \text{ }\mu\text{m}$ .

- Polia menor (ajuste 28 H7/k6):

Furo:  $A_s = +21 \text{ }\mu\text{m}$  e  $A_i = 0 \text{ }\mu\text{m}$  (retirado da referência [22]).

Eixo:  $a_s = +15 \text{ }\mu\text{m}$  e  $a_i = +2 \text{ }\mu\text{m}$ .

$F = 19 \text{ }\mu\text{m}$  ( $Im = -19 \text{ }\mu\text{m}$ ).

$f = 15 \text{ }\mu\text{m}$  ( $IM = -15 \text{ }\mu\text{m}$ ).

$T = 34 \text{ }\mu\text{m}$ .

- Polia maior (ajuste 18 H7/k6):

Furo:  $A_s = + 18 \text{ }\mu\text{m}$  e  $A_i = 0 \text{ }\mu\text{m}$  (retirado da referência [22]).

Eixo:  $a_s = + 12 \text{ }\mu\text{m}$  e  $a_i = + 1 \text{ }\mu\text{m}$ .

$F = 17 \text{ }\mu\text{m}$  ( $I_m = - 17 \text{ }\mu\text{m}$ )

$f = - 12 \text{ }\mu\text{m}$  ( $I_M = 12 \text{ }\mu\text{m}$ ).

$T = 29 \text{ }\mu\text{m}$ .

## 6.2 – Acabamento superficial

Até 1984, a norma técnica indicava o acabamento superficial das peças por meio de triângulos simples, ainda encontrados em desenhos mais antigos (um  $\sim$  (til) era usado para indicar peças brutas, sem acabamento). Atualmente, a avaliação da rugosidade é quantitativa, ou seja, ela pode ser medida. A norma técnica define 12 classes de rugosidade, que correspondem a determinados desvios médios aritméticos ( $R_a$ ), expressos em micrometros, e determinados a partir de um comprimento de amostragem (referência [4]).

Neste projeto, serão utilizadas duas tabelas para definirmos a rugosidade superficial a ser apresentada. Inicialmente, através da tabela 24, decidiremos qual será o caso que mais se aplica à situação prática encontrada no projeto.

**Tabela 24 - Valores de rugosidades e aplicações típicas**

$R_a$ [ $\mu m$ ]	APLICAÇÕES TÍPICAS
0.01	- blocos padrão, réguas triangulares de alta precisão, - guias de aparelhos de medida de alta precisão.
0.02	- aparelhos de precisão, - superfícies de medida em micrômetros e calibres de precisão.
0.03	- calibradores, elementos de válvula de alta pressão hidráulica.
0.04	- agulhas de rolamento, superacabamento de camisas de bloco de motor.
0.05	- pistas de rolamento, peças de aparelhos de controle de alta precisão.
0.06	- válvulas giratórias de alta pressão, camisas de blocos de motores.
0.08	- agulhas de rolamentos de grandes dimensões, assentos de virabrequim.
0.1	- assentos cônicos de válvulas, - eixos montados sobre mancais de bronze ou <i>teflon</i> , a velocidades médias, - superfícies de cames de baixa velocidade.
0.15	- rolamentos de dimensões médias, assento de rotores de turbinas e redutores.
0.2	- mancais de bronze e <i>nylon</i> , - cones de cubos sincronizadores de caixas de câmbio de automóveis.
0.3	- flanco de engrenagens, guias de máquinas-ferramentas.
0.4	- pistas de assento de agulhas de cruzetas em eixos <i>cardans</i> , - superfícies de guias de elementos de precisão.
0.6	- válvulas de esfera, tambores de freio.
1.5	- assento de rolamentos em eixo com pequena carga, - eixos e furos para engrenagens, cabeças de pistão, - face de união de caixas de engrenagens.
2	- superfícies usinadas, eixos, chavetas de precisão, alojamento de rolamentos.
3	- superfícies usinadas em geral, superfícies de referência ou de apoio.
4	- superfícies desbastadas em operações de usinagem.
5 a 15	- superfícies fundidas e estampadas.
> 15	- peças fundidas, forjadas ou laminadas.

Fonte: referência [13], página 76.

Em seguida, o valor encontrado será transferido para a tabela que indica as classes de rugosidade (tabela 25), de forma que seja possível fazer a indicação correta do acabamento superficial a ser utilizado no projeto:

**Tabela 25 - Classes de rugosidades.**

Classe de Rugosidade	Desvio Médio Aritmético – $R_a$ [ $\mu m$ ]
N 12	50
N 11	25
N 10	12.5
N 9	6.3
N 8	3.2
N 7	1.6
N 6	0.8
N 5	0.4
N 4	0.2
N 3	0.1
N 2	0.05
N 1	0.025

Fonte: referência [13], página 75.



Esta tabela acima apresenta o valor máximo para cada classe, assim, para um número que esteja entre dois dos valores apresentados, será utilizada a maior classe.

### **6.3 - Soldagem**

As indicações de solda presentes nas peças foram definidas a partir de consultas à norma NBR 7165 (símbolos gráficos de solda).

### **6.4 – Plano de fabricação para cada peça**

Nesta parte do projeto será elaborado um passo a passo básico para a fabricação de cada uma das peças baseado nas informações encontradas nas referências [25], [26], [27], [28], [29] e [30]. Aquelas que não serão fabricadas, mas sim adquiridas de um fabricante especializado, serão listadas primeiramente.

#### **6.4.1 – Peças a serem adquiridas de fabricantes especializados**

##### **➤ Anéis elásticos para eixos com diâmetro de 28 mm (Peça 1):**

Detalhes:  $D_1 = 28 \text{ mm}$ .

Modelo: 18.028.70.

<http://www.lumafix.com.br/anexos/00003.pdf>, acessado em 24/06/2013.

##### **➤ Chaveta para polia menor (peça 3):**

Detalhes: Chaveta DIN 6885 TIPO A –  $b \times t \times L \text{ [mm]} = 8 \times 7 \times 10$ .

Modelo: por encomenda pelo site da empresa Metal Mec.

[http://www.metalchavetas.com.br/download/panfleto\\_metalchavetas.pdf](http://www.metalchavetas.com.br/download/panfleto_metalchavetas.pdf), acessado em 24/06/2013.

##### **➤ Correias (peça 4):**

Detalhes: Correias Multi-"V" - 3T A-32.

Modelo: Catálogo Goodyear (por encomenda).

<http://etep1g.files.wordpress.com/2012/09/catc3a1logo-goodyear.pdf>, acessado em 24/06/2013.

➤ **Parafusos para as tampas (peça 6):**

Detalhes: M8 x 1,25 x 35, com comprimento de rosca de 22 mm.

Modelo: 100.6P.08.035.

[http://www.generalfix.com.br/catalogo\\_general.pdf](http://www.generalfix.com.br/catalogo_general.pdf), acessado em 24/06/2013.

➤ **Parafusos maiores para fixação da carcaça (peça 7):**

Detalhes: M12 x 1,75 x 80, com comprimento de rosca de 30 mm.

Modelo: 100.6P.12.080.

[http://www.generalfix.com.br/catalogo\\_general.pdf](http://www.generalfix.com.br/catalogo_general.pdf), acessado em 24/06/2013.

➤ **Parafusos menores para fixação da carcaça (peça 8):**

Detalhes: M12 x 1,75 x 30, rosca inteira.

Modelo: 102.6P.12.030.

[http://www.generalfix.com.br/catalogo\\_general.pdf](http://www.generalfix.com.br/catalogo_general.pdf), acessado em 24/06/2013.

➤ **Parafusos que tampa saída de óleo (peça 9):**

Detalhes: M6 x 1 x 10, rosca inteira.

Modelo: 102.6P.06.010.

[http://www.generalfix.com.br/catalogo\\_general.pdf](http://www.generalfix.com.br/catalogo_general.pdf), acessado em 24/06/2013.

➤ **Parafusos de fixação para encaixe da alavanca (peça 14):**

Detalhes: M6 x 1 x 16, rosca inteira.

Modelo: 102.6P.06.016.

[http://www.generalfix.com.br/catalogo\\_general.pdf](http://www.generalfix.com.br/catalogo_general.pdf), acessado em 24/06/2013.

➤ **Parafusos das alavancas (peça 16):**

Detalhes: M14 x 2 x 16, rosca inteira.

Modelo: 102.6P.14.016.

[http://www.generalfix.com.br/catalogo\\_general.pdf](http://www.generalfix.com.br/catalogo_general.pdf), acessado em 24/06/2013.

➤ **Parafusos do mancal (peça 18):**

Detalhes: M8 x 1,25 x 16, rosca inteira.

Modelo: 102.8E.08.016.

[http://www.generalfix.com.br/catalogo\\_general.pdf](http://www.generalfix.com.br/catalogo_general.pdf), acessado em 24/06/2013.

➤ **Pino cônico menor (peça 23):**

Detalhes: d = 5 mm , L = 28 mm e Conicidade = 1,50.

Modelo: Pino entalhado DIN 1471 SAE Tipo A, por encomenda no site da empresa Metal Mec.

[http://www.metalchavetas.com.br/download/panfleto\\_metalchavetas.pdf](http://www.metalchavetas.com.br/download/panfleto_metalchavetas.pdf), acessado em 24/06/2013.

➤ **Pino cônico maior (Peça 26):**

Detalhes: d = 7 mm , L = 47 mm e Conicidade = 1,50.

Modelo: Pino entalhado DIN 1471 SAE Tipo A, por encomenda no site da empresa Metal Mec.

[http://www.metalchavetas.com.br/download/panfleto\\_metalchavetas.pdf](http://www.metalchavetas.com.br/download/panfleto_metalchavetas.pdf), acessado em 24/06/2013.

➤ **Mola de fixação (Peça 28):**

Detalhes: P = 3 mm, L = 19,6 mm, De = 6 mm, Di = 4 mm d = 1 mm.

Modelo: 1464, empresa Casa das Molas.

[http://www.molas.com.br/Consulta\\_Compressao.asp?Intervalo=5,70%20a%206,00](http://www.molas.com.br/Consulta_Compressao.asp?Intervalo=5,70%20a%206,00),

acessado em 08/07/2013.

➤ **Chavetas para engrenagens 1, 3, 5, 8 e 10 (Peça 30):**

Detalhes: Chaveta DIN 6885 TIPO A - b x t x L [mm] = 8 x 7 x 18.

Modelo: por encomenda no site da empresa Metal Mec.

[http://www.metalchavetas.com.br/download/panfleto\\_metalchavetas.pdf](http://www.metalchavetas.com.br/download/panfleto_metalchavetas.pdf), acessado em 24/06/2013.

➤ **Anéis elásticos para eixos com diâmetro de 22 mm (Peça 33):**

Detalhes:  $D_1 = 22$  mm.

Modelo: 18.022.70.

<http://www.lumafix.com.br/anexos/00003.pdf>, acessado em 24/06/2013.

➤ **Rolamentos (Peça 34):**

Detalhes:  $d = 22$  mm.

Modelo: Catálogo SKF – SKF 62/22.

<http://www.skf.com/br/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html?prodid=1010016222&imperial=false>, acessado em 03/03/2013,

➤ **Chavetas para segundo bloco de engrenagens (Peça 36):**

Detalhes: Chaveta DIN 6885 TIPO A - b x t x L [mm] = 14 x 9 x 20.

Modelo: por encomenda no site da empresa Metal Mec.

[http://www.metalchavetas.com.br/download/panfleto\\_metalchavetas.pdf](http://www.metalchavetas.com.br/download/panfleto_metalchavetas.pdf), acessado em

➤ **Anéis elásticos para eixos com diâmetro de 48 mm (Peça 38):**

Detalhe:  $D_1 = 48$  mm.

Modelo: 18.048.70.

<http://www.lumafix.com.br/anexos/00003.pdf>, acessado em 24/06/2013.

➤ **Chaveta para primeiro bloco deslizante (Peça 43):**

Detalhes: Chaveta DIN 6885 TIPO A - b x t x L [mm] = 14 x 9 x 64.

Modelo: por encomenda no site da empresa Metal Mec.

[http://www.metalchavetas.com.br/download/panfleto\\_metalchavetas.pdf](http://www.metalchavetas.com.br/download/panfleto_metalchavetas.pdf), acessado em 24/06/2013.

➤ **Arruela para a porca (Peça 47):**

Bitola = 20 mm.

Modelo: 805 651 08.

<http://www.ciser.com.br/produtos/fixadores/arruela-lisa/80565108> acessado em 24/06/2013.

➤ **Porca para polia maior (Peça 49):**

Detalhes: M20 x 2,5.

Modelo: Porca sextavada normal MA 605 – 20.

<http://www.ciser.com.br/htcms/media/pdf/tabela-de-precos/br/fixadores-aplicacoes-diversas.pdf>, acessado em 24/06/2013.

➤ **Chaveta para polia maior (Peça 50):**

Detalhes: Chaveta DIN 6885 TIPO A - b x t x L [mm] = 8 x 7 x 18.

Modelo: por encomenda no site da empresa Metal Mec.

[http://www.metalchavetas.com.br/download/panfleto\\_metalchavetas.pdf](http://www.metalchavetas.com.br/download/panfleto_metalchavetas.pdf), acessado em 24/06/2013.

➤ **Anéis de feltro (Peça 51):**

Detalhe:  $D_n = 22$  mm;

Modelo: 5.417.

[http://www.retecvedacoes.com.br/catalogo\\_retec.pdf](http://www.retecvedacoes.com.br/catalogo_retec.pdf), acessado em 24/06/2013.

➤ **Anéis elásticos para eixos com diâmetro de 25 mm (Peça 57):**

Detalhe:  $D_1 = 25 \text{ mm}$ .

Modelo: 18.025.70.

<http://www.lumafix.com.br/anexos/00003.pdf>, acessado em 24/06/2013.

➤ **Motor (peça 62):**

Detalhes: Potência de 3 KW e velocidade de rotação de 1715 rpm.

Modelo: Catálogo WEG - WEG W 22 Plus 100 L:

[http://ecatalog.weg.net/TEC\\_CAT/tech\\_motor\\_dat\\_web.asp](http://ecatalog.weg.net/TEC_CAT/tech_motor_dat_web.asp), acessado em 24/06/ 2013.

➤ **Porcas para carcaça (Peça 63):**

Detalhes: M 12 x 1,75.

Modelo: Porca sextavada normal MA 605 – 12.

<http://www.ciser.com.br/htcms/media/pdf/tabela-de-precos/br/fixadores-aplicacoes-diversas.pdf>, acessado em 24/06/2013.

➤ **Anéis elásticos para eixos com diâmetro de 20 mm (Peça 63):**

Detalhes:  $D_1 = 20 \text{ mm}$ .

Modelo: 18.020.70.

<http://www.lumafix.com.br/anexos/00003.pdf>, acessado em 30/07/2013.

➤ **Chaveta para cremalheira 2 (Peça 64):**

Detalhes: Chaveta DIN 6885 TIPO A -  $b \times t \times L \text{ [mm]} = 6 \times 6 \times 65$ .

Modelo: por encomenda no site da empresa Metal Mec.

[http://www.metalchavetas.com.br/download/panfleto\\_metalchavetas.pdf](http://www.metalchavetas.com.br/download/panfleto_metalchavetas.pdf), acessado em 30/07/2013.

➤ **Chaveta para cremalheira 1 (Peça 65):**

Detalhes: Chaveta DIN 6885 TIPO A - b x t x L [mm] = 6 x 6 x 122.

Modelo: por encomenda no site da empresa Metal Mec.

[http://www.metalchavetas.com.br/download/panfleto\\_metalchavetas.pdf](http://www.metalchavetas.com.br/download/panfleto_metalchavetas.pdf), acessado em 30/07/2013.

**6.4.2 – Peças a serem fabricadas**

Nesta parte do trabalho será elaborado um plano de fabricação para cada uma das peças presentes no projeto que não serão adquiridas de um fabricante especializado.

Será prático dizer que todas as peças que serão desenvolvidas em ferro fundido passarão necessariamente pelo mesmo processo inicial, que será descrito a seguir. Dessa forma o processo não precisará ser reescrito em cada uma delas.

- I. Construir modelo de madeira, bipartido, com dimensões um pouco aumentadas para que haja sobremetal de usinagem, além de um ângulo de 5° de inclinação nas superfícies verticais;
- II. Eliminar cantos vivos;
- III. Construir caixa para construção do macho responsável por criar as superfícies internas da peça (este procedimento é necessário apenas se a peça possuir superfícies internas);
- IV. Obter o macho em areia (apenas se o procedimento acima tiver sido realizado), sempre eliminando a formação de cantos vivos;
- V. Pegar uma das partições do modelo e colocar dentro de outra caixa, onde será desenvolvida a primeira partição do molde;
- VI. Colocar a areia dentro da caixa já com o modelo e soca-la bastante;
- VII. Retirar o excesso;
- VIII. Cravar dois cilindros ocos na areia, próximos à peça, sendo que um será o responsável pela formação do canal de descida e outro pela formação do canal de saída;
- IX. Colocar talco para criar uma superfície antiaderente.
- X. Posicionar o macho no lugar correto banhado em talco para melhorar o acabamento das superfícies internas;
- XI. Encaixar a outra partição do modelo;

- XII. Pegar outra caixa idêntica a primeira, posiciona-la em cima dela e junta-las para formar a segunda partição do molde;
- XIII. Colocar a areia dentro da segunda caixa e soca-la bastante;
- XIV. Novamente retirar o excesso;
- XV. Separar as duas partições;
- XVI. Cortar a areia para obter o canal de alimentação entre a peça e os canais de descida e de saída;
- XVII. Fazer pequenos furos para saída dos gases que se formam ao longo da solidificação do metal;
- XVIII. Remover o cilindro oco e o modelo;
- XIX. Alargar o canal de descida para criar uma superfície cônica;
- XX. Encaixar novamente as duas partições;
- XXI. Fundir o ferro e derramá-lo através do canal de descida;
- XXII. Esperar a cura do metal e em seguida, separar ambas as partições mais uma vez;
- XXIII. Retirar a peça e limpá-la;
- XXIV. Recortar o excesso de metal (do canal de alimentação, do canal de descida e possíveis rebarbas);
- XXV. Levar à fresa para obter dimensões e acabamentos superficiais desejados, principalmente nas superfícies que necessitaram de inclinação;

Dessa forma, é possível notar que ao longo destas etapas, a única variação que pode ocorrer entre uma peça e outra, além de seus formatos, é a necessidade ou não de se desenvolver e utilizar um macho para produzir superfícies internas. Tal fato será elucidado ao longo da descrição do processo para fabricação de cada peça feita em ferro fundido e a fase inicial acima descrita será chamada de “obtenção da peça através do processo de desenvolvimento do macho, do modelo e do molde descritos no início desta seção”.

Já no caso de componentes em aço, o desenvolvimento da fabricação será inteiramente descrito passo a passo para cada um deles, uma vez que podem existir muitas variações dentro de um mesmo processo de usinagem. Abaixo seguem as etapas requeridas para obter as peças demandadas por esse projeto:



➤ **Polia menor (peça 2):**

- I. Prender a peça com sobremetal de usinagem na placa de três castanhas, centrar e facear;
- II. Fazer furo de centro;
- III. Colocar o contraponto;
- IV. Efetuar as marcações;
- V. Fazer torneamentos cilíndricos externos para obter os diâmetros desejados;
- VI. Retirar o contraponto e fazer furo de centro no torno utilizando uma broca presa a um mandril que deve ser fixado no cabeçote móvel;
- VII. Substituir broca por alargador e fazer alargamento do furo ainda no torno;
- VIII. Fazer torneamento cilíndrico interno passante com 28 mm de diâmetro;
- IX. Virar peça;
- X. Cortar peça nas medidas indicadas de forma que fique com 64 mm de largura;
- XI. Levar à plaina limadora e abrir rasgo para chaveta.

➤ **Medidor de óleo (peça 5):**

- I. Prender a peça com sobremetal de usinagem na placa de três castanhas, centrar e facear;
- II. Fazer furo de centro e colocar o contraponto;
- III. Efetuar as marcações;
- IV. Fazer torneamento esférico externo para obter o domo;
- V. Efetuar torneamento curvilíneo para obter perfil circular com raio de 2 mm;
- VI. Substituir a ferramenta e recartilhar região indicada;
- VII. Virar a peça e prendê-la onde foi feito o recartilhamento;
- VIII. Centrar;
- IX. Substituir novamente a ferramenta e cortar sobremetal, deixando-a com a medida indicada;
- X. Fazer furo de centro;
- XI. Colocar o contraponto;
- XII. Fazer torneamentos cilíndricos externos para obter os diâmetros desejados;
- XIII. Efetuar sangramento com o bedame para gerar marcas de nível máximo e mínimo;

➤ **Polia maior (peça 10):**

- I. Levar peça com sobremetal de usinagem à fresadora, posicionar e facear;
- II. Retirar excesso de material de forma com que a peça fique com 64 mm de largura.
- III. Fazer fresamento de canaleta em ambos os lados com fresa de topo, 17 mm de profundidade e diâmetros maior e menor indicados na representação;
- IV. Levar a peça ao torno, prender na placa de três castanhas e centrar;
- V. Efetuar as marcações;
- VI. Fazer torneamentos cilíndricos externos para obter os diâmetros desejados;
- VII. Produzir chanfro indicado;
- VIII. Virar a peça;
- IX. Fazer marcações novamente e efetuar torneamento externo na parte que estava presa antes e produzir chanfro no outro lado;
- X. Fazer furo de centro no torno utilizando uma broca presa a um mandril que deve ser fixado no cabeçote móvel;
- XI. Substituir broca por alargador e fazer alargamento do furo ainda no torno;
- XII. Fazer torneamento cilíndrico interno passante com 18 mm de diâmetro;
- XIII. Levar à plaina limadora e abrir rasgo para chaveta.

➤ **Primeira partição da carcaça (Peça 11):**

- I. Identificar as 6 peças a serem fabricadas (4 cilindros idênticos onde entrarão os parafusos maiores de fixação das carcaças, a própria carcaça e o divisor presente no mancal central);
- II. Obtenção das peças através do processo de desenvolvimento do macho, do modelo e do molde descritos no início desta seção, sendo que a partição no molde da carcaça deve ocorrer bem no centro dela, paralela ao plano frontal;
- III. Soldar cilindros na carcaça;
- IV. Levar carcaça à fresadora e abrir os dois rasgos existentes em sua aba localizada na superfície frontal;
- V. Movê-la para a mandriladora e abrir primeiramente os dois furos de 20 mm de diâmetro no local indicado na superfície frontal da peça;
- VI. Virar a peça e ainda na mandriladora e abrir furos maiores, com 98 mm de diâmetro, nas abas laterais;

- VII. Em seguida, continuando na mandriladora, fazer um furo passante com diâmetro de 25 mm para formar as superfícies de apoio aos rolamentos;
- VIII. Atentar ao acabamento superficial dos apoios (N8) e às tolerâncias geométricas;
- IX. Fazer as marcações e levar carcaça à furadeira para abrir todos os furos nas abas e nas superfícies laterais;
- X. Rosquear os furos abertos com machos;
- XI. Soldar o divisor do mancal no local indicado.

➤ **Segunda partição da carcaça (Peça 12):**

- I. Identificar as 9 peças a serem fabricadas (8 cilindros idênticos onde entrarão os parafusos maiores de fixação das carcaças, além da própria carcaça)
- II. Obtenção das peças através do processo de desenvolvimento do macho, do modelo e do molde descritos no início desta seção, sendo que a partição no molde da carcaça deve ocorrer bem no centro dela, paralela ao plano frontal;
- III. Soldar cilindros na carcaça;
- IV. Levar carcaça à fresa e abrir os dois rasgos existentes em sua aba localizada na superfície frontal;
- V. Movê-la para a mandriladora e abrir primeiramente os dois furos de 20 mm de diâmetro no local indicado na superfície frontal da peça;
- VI. Virar a peça e ainda na mandriladora e abrir furos maiores, com 98 mm de diâmetro, nas abas laterais;
- VII. Em seguida, continuando na mandriladora, fazer um furo passante com diâmetro de 25 mm para formar as superfícies de apoio aos rolamentos;
- VIII. Atentar ao acabamento superficial dos apoios (N8) e às tolerâncias geométricas;
- IX. Fazer as marcações e levar carcaça à furadeira para abrir todos os furos nas abas e nas superfícies laterais e frontal;
- X. Rosquear os furos abertos com um macho;

➤ **Terceira partição da carcaça (Peça 13):**

- I. Nesta peça será possível fabricar os cilindros já juntos à carcaça, pois o molde será partido no plano inferior. Assim, o modelo e o macho possuirão apenas uma partição;
- I. Obtenção das peças através do processo de desenvolvimento do macho, do modelo e do molde descritos no início desta seção;

- II. Soldar cilindros na carcaça;
- III. Levar carcaça à fresadora e abrir os dois rasgos existentes em sua aba localizada na superfície frontal;
- IV. Movê-la para a mandriladora e abrir primeiramente os dois furos de 20 mm de diâmetro no local indicado na superfície frontal da peça;
- V. Virar a peça e ainda na mandriladora e abrir furos maiores, com 98 mm de diâmetro, nas abas laterais;
- VI. Em seguida, continuando na mandriladora, fazer um furo passante com diâmetro de 25 mm para formar as superfícies de apoio aos rolamentos;
- VII. Atentar ao acabamento superficial dos apoios (N8) e às tolerâncias geométricas;
- VIII. Fazer as marcações e levar carcaça à furadeira e abrir todos os furos indicados;
- IX. Rosquear os furos abertos com um macho;

➤ **Encaixe da alavanca 2 (Peça 15):**

- I. Obtenção da peça através do processo de desenvolvimento do macho, do modelo e do molde descritos no início desta seção;
- II. Efetuar marcações;
- III. Levar peça à furadeira e abrir os dois furos centrais com de forma que fiquem com 12 mm de diâmetro e acabamento conforme indicado na representação;
- IV. Abrir os dois furos nas extremidades, com 6 mm de diâmetro.

➤ **Encaixe da alavanca 1 (Peça 17):**

- I. Obtenção da peça através do processo de desenvolvimento do macho, do modelo e do molde descritos no início desta seção;
- II. Efetuar marcações;
- III. Levar peça à furadeira e abrir os três furos centrais de forma que fiquem com 12 mm de diâmetro e acabamento conforme indicado na representação;
- IV. Abrir os dois furos nas extremidades, com 6 mm de diâmetro.

➤ **Eixo deslizante (Peça 19):**

- I. Prender a peça com sobremetal de usinagem na placa de três castanhas, centrar e facear;
- II. Fazer furo de centro;
- III. Colocar o contraponto;

- IV. Efetuar as marcações;
- V. Fazer torneamentos cilíndricos externos para obter o diâmetro de 20 mm desejado;
- VI. Obter chanfro de 1 mm com torneamento cônico externo;
- VII. Efetuar sangramentos com bedame de 1,2 mm de largura e profundidade de corte de 1,15 mm;
- VIII. Virar a peça, fazer marcações e obter o outro chanfro de 1 mm;
- IX. Cortar o excesso de material;
- X. Levar à fresadora e abrir rasgos para chavetas.

➤ **Engrenagem para cremalheira (Peça 20):**

- I. Prender a peça com sobremetal de usinagem na placa de três castanhas, centrar e facear;
- II. Fazer furo de centro;
- III. Colocar o contraponto;
- IV. Efetuar as marcações;
- V. Fazer torneamentos cilíndricos externos para obter o diâmetro externo de 164 mm desejado;
- VI. Efetuar novo torneamento cilíndrico externo para obter corpo com diâmetro de 40 mm e 7,5 mm de comprimento;
- VII. Virar peça;
- VIII. Cortar o excesso de material;
- IX. Obter a segunda parte do corpo, também com 40 mm de diâmetro, porém 14,5 mm de comprimento;
- X. Retirar o contraponto e inserir broca para produzir o furo de centro;
- XI. Alargar o furo;
- XII. Fazer torneamento cilíndrico interno para obter diâmetro de 28 mm;
- XIII. Efetuar marcações e conduzir peça à furadeira para abrir os 4 furos distanciados uniformemente num raio de 50 mm;
- XIV. Alargá-los para que cheguem a 40 mm de diâmetro;
- XV. Ainda na furadeira utilizar broca especial para abrir furo de conicidade 1,5 e diâmetro de 7 mm para entrada do pino;
- XII. Levar à fresadora e obter os 40 dentes de módulo 2 com a fresa módulo através de um fresamento tangencial de perfil;

➤ **Encaixe da alavanca 1 (Peça 17):**

- I. Obtenção da peça através do processo de desenvolvimento do modelo e do molde descritos no início desta seção, sendo que neste caso não será necessária a utilização de um macho;
- II. Efetuar marcações;
- III. Levar peça à furadeira e abrir furo de 30 mm d e profundidade para em seguida produzir a rosca M12.

.

➤ **Corpo das alavancas (Peça 22):**

- XI. Prender a peça com sobremetal de usinagem na placa de três castanhas, centrar e facear;
- XII. Fazer furo de centro;
- XIII. Colocar o contraponto;
- XIV. Efetuar as marcações;
- XV. Fazer torneamentos cilíndricos externos para obter os diâmetros indicados;
- XVI. Obter chanfros de 1 mm com torneamento cônico externo;
- XVII. Efetuar os dois sangramentos com bedame de 2 mm de largura e profundidade de corte de 2 mm;
- XVIII. Atentar-se aos filetes, não permitindo a formação de cantos vivos através da utilização da ferramenta correta;
- XIX. Virar a peça e cortar o excesso de material;
- XX. Efetuar marcações e levar à furadeira para abrir furo indicado;
- XXI. Realizar alargamento para obter perfil para pinos de diâmetro de 7 mm e conicidade de 1,5 no furo;

➤ **Tampa das alavancas (Peça 24):**

- I. Obtenção da peça através do processo de desenvolvimento do modelo e do molde descritos no início desta seção, sendo que neste caso não será necessária a utilização de um macho;

➤ **Eixo das alavancas (Peça 25):**

- I. Prender a peça com sobremetal de usinagem na placa de três castanhas, centrar e facear;
- II. Fazer furo de centro;

- III. Colocar o contraponto;
- IV. Efetuar as marcações;
- V. Fazer torneamentos cilíndricos externos para obter os diâmetros indicados;
- VI. Obter chanfros de 1 mm com torneamento cônico externo;
- VII. Efetuar sangramentos com bedame de 2 mm de largura e profundidade de corte de 2 mm;
- VIII. Atentar-se aos filetes, não permitindo a formação de cantos vivos;
- IX. Virar a peça e cortar o excesso de material;
- X. Efetuar marcações e levar à furadeira para abrir furos indicados;
- XI. Realizar alargamento para obter perfil para pinos de diâmetro de 7 mm e conicidade de 1,5 no furo;

➤ **Base da alavanca (Peça 27):**

- I. Obtenção da peça através do processo de desenvolvimento do macho, do modelo e do molde descritos no início desta seção;
- II. Efetuar marcações;
- III. Efetuar marcações e levar peça à furadeira e abrir furo de 16 mm de diâmetro no topo da peça;
- IV. Ainda na furadeira, abrir furos indicados para posterior alargamento;
- V. Realizar alargamento para obter perfil para pino de diâmetro de 7 mm e conicidade de 1,5 no furo;
- VI. Produzir outro alargamento, agora para obter perfil para pino de diâmetro de 5 mm e conicidade de 1,5 no furo;
- VII. Novamente na furadeira produzir furo passante indicado de 12 mm;
- VIII. Produzir rosca M12 com profundidade de 16 mm.

➤ **Esfera de fixação (Peça 29):**

- I. Obtenção da peça através do processo de desenvolvimento, do modelo e do molde descritos no início desta seção. Cabe observar que na fabricação desta esfera não será necessário o uso de um macho nem será necessário levar peça à fresadora no final do processo;
- II. Lixar para melhorar acabamento superficial;

➤ **Eixo IV (Peça 31):**

- I. Prender a peça com sobremetal de usinagem na placa de três castanhas, centrar e facear;
- II. Fazer furo de centro;
- III. Colocar o contraponto;
- IV. Efetuar as marcações;
- V. Fazer torneamentos cilíndricos externos para obter os diâmetros indicados;
- VI. Obter chanfros de 1 mm com torneamento cônico externo;
- VII. Efetuar dois sangramentos com bedame de 1,2 mm de largura e profundidade de corte de 1,5 mm e em seguida fazer outro com 1,3 mm de profundidade de corte;
- VIII. Produzir novo sangramento agora com 1 mm de largura e profundidade de corte de 1 mm;
- IX. Atentar-se aos filetes, não permitindo a formação de cantos vivos;
- X. Virar a peça e cortar o excesso de material;
- XI. Efetuar marcações e levar à fresadora para abrir rasgos de chaveta;

➤ **Tampas dos eixos II e IV (Peça 32):**

- I. Obtenção da peça através do processo de desenvolvimento do macho, do modelo e do molde descritos no início desta seção;
- II. O modelo deve ser partido no centro da peça, paralelamente ao plano lateral;
- III. Efetuar marcações;
- IV. Levar peça à furadeira e abrir os 6 furos de 8 mm de diâmetro distanciados uniformemente ao longo de um raio de 48 mm;

➤ **Tampas dos eixos III (Peça 35):**

- I. Obtenção da peça através do processo de desenvolvimento do macho, do modelo e do molde descritos no início desta seção. Nesta peça não será necessária a utilização de um macho;
- II. O modelo deve ser partido no centro da peça, paralelamente ao plano lateral;
- III. Efetuar marcações;
- IV. Levar peça à furadeira e abrir os 6 furos de 8 mm de diâmetro distanciados uniformemente ao longo de um raio de 48 mm;



➤ **Gancho (Peça 37):**

- I. Obtenção das duas peças (a base cilíndrica e o gancho circular) através do processo de desenvolvimento do modelo e do molde descritos no início desta seção. Nestas peças não será necessário utilizar um macho;
- II. O modelo em ambos os casos deve ser partido no centro da peça, paralelamente ao plano superior;
- III. Levar peça cilíndrica ao torno e formar nela rosca M12 x 1,75;
- IV. Soldar as peças conforme indicado;

➤ **Cremalheira 2 (Peça 39):**

- III. Obtenção das duas peças (uma delas é a cremalheira em si e a outra é uma haste responsável por movimentar as engrenagens) através do processo de desenvolvimento do macho, do modelo e do molde descritos no início desta seção. Cabe observar que na fabricação da haste não será necessário o uso de um macho;
- IV. Ao realizar o processo descrito acima, partir a haste em seu centro, paralelamente ao plano lateral e partir a cremalheira no centro de sua circunferência, paralelamente ao plano frontal;
- V. Lixar os dentes da cremalheira para melhorar seu acabamento superficial;
- VI. Realizar brochamento para abrir rasgo de chaveta;
- VII. Soldar as peças conforme indicado na representação.
- VIII. Efetuar marcações e levar peça à furadeira e abrir furo de 16 mm de diâmetro no topo da peça;

➤ **Tampas de lubrificação (Peça 40):**

- I. Obtenção da peça através do processo de desenvolvimento do macho, do modelo e do molde descritos no início desta seção. Nesta peça não será necessária a utilização de um macho;
- II. O modelo deve ser partido no centro da peça, paralelamente ao plano lateral;
- III. Efetuar marcações;
- IV. Levar peça ao torno e criar rosca M56 x 5,5 na região indicada;
- V. Ainda no torno, substituir a ferramenta e produzir superfície recartilhada;

➤ **Cremalheira 1 (Peça 41):**

- I. Obtenção das duas peças (uma delas é a cremalheira em si e a outra é uma haste responsável por movimentar as engrenagens) através do processo de desenvolvimento do macho, do modelo e do molde descritos no início desta seção. Cabe observar que na fabricação da haste não será necessário o uso de um macho;
- II. Ao realizar o processo descrito acima, partir o modelo da haste em seu centro, paralelamente ao plano lateral e partir o modelo da cremalheira no centro de sua circunferência, paralelamente ao plano frontal;
- III. Lixar os dentes da cremalheira para melhorar seu acabamento superficial;
- IV. Realizar brochamento para abrir rasgo de chaveta;
- V. Soldar as peças conforme indicado na representação.
- VI. Efetuar marcações e levar peça à furadeira e abrir furo de 16 mm de diâmetro no topo da peça;

➤ **Engrenagem 4 (Peça 42):**

- I. Levar peça com sobremetal de usinagem à fresadora, posicionar e facear;
- II. Eliminar o excesso de material de forma com que a peça fique com 41 mm de largura.
- III. Efetuar corte com 10 mm de profundidade a partir do plano posterior para obter diâmetro de 70 mm;
- IV. Fazer fresamento de canaleta com fresa de topo em ambos os lados, com 11 mm de profundidade e diâmetros maior e menor indicados na representação;
- V. Levar a peça ao torno, prender na placa de três castanhas e centrar;
- VI. Efetuar as marcações;
- VII. Fazer torneamento cilíndrico externo para obter o diâmetro de 141 mm;
- VIII. Retirar o contraponto e inserir broca para produzir o furo de centro;
- IX. Alargar o furo;
- X. Fazer torneamento cilíndrico interno para obter diâmetro de 48 mm;
- XI. Efetuar marcações e conduzir peça à furadeira para abrir os 4 furos distanciados uniformemente num raio de 46 mm com broca de 8 mm de diâmetro;
- XII. Realizar brochamento para abrir rasgo de chaveta;
- XIII. Levar à fresadora e obter os 45 dentes de módulo 3 com a fresa módulo através de um fresamento tangencial de perfil.

➤ **Engrenagem 6 (Peça 44):**

- I. Prender a peça com sobremetal de usinagem na placa de três castanhas, centrar e facear;
- II. Fazer furo de centro;
- III. Colocar o contraponto;
- IV. Efetuar as marcações;
- V. Fazer torneamentos cilíndricos externos para obter os diâmetros de 120 mm e 48 mm;
- VI. Obter chanfro de 1 mm com torneamento cônico externo;
- VII. Efetuar sangramentos com bedame de 1,6 mm de largura e profundidade de corte de 2,8 mm;
- VIII. Atentar-se aos filetes, não permitindo a formação de cantos vivos;
- IX. Retirar o contraponto e inserir broca para produzir o furo de centro;
- X. Alargar o furo;
- XI. Fazer torneamento cilíndrico interno para obter diâmetro de 30 mm;
- XII. Retirar do torno e efetuar brochamento seguido de retificação para criar perfil estriado interno;
- XIV. Levar à fresadora vertical e fazer fresamento de canaleta com fresa de topo em ambos os lados, com 7 mm de profundidade e diâmetros maior e menor indicados na representação;
- XV. Virar a peça ainda na fresadora e abrir rasgo de chaveta no local indicado;
- XIII. Efetuar marcações e conduzir peça à furadeira para abrir os 4 furos distanciados uniformemente num raio de 35 mm com broca de 10 mm de diâmetro;
- XIV. Levar à fresadora horizontal e obter os 45 dentes de módulo 3 com a fresa módulo através de um fresamento tangencial de perfil.

➤ **Eixo estriado (Peça 45):**

- I. Prender a peça com sobremetal de usinagem na placa de três castanhas, centrar e facear;
- II. Fazer furo de centro;
- III. Colocar o contraponto;
- IV. Efetuar as marcações;
- V. Fazer torneamentos cilíndricos externos para obter os diâmetros de 22 mm e 30 mm;

- VI. Obter chanfros de 1 mm com torneamento cônico externo;
- VII. Efetuar dois sangramentos com bedame de 1,2 mm de largura e profundidade de corte de 1,3 mm;
- VIII. Atentar-se aos filetes, não permitindo a formação de cantos vivos;
- IX. Virar a peça e cortar o excesso de material;
- X. Efetuar marcações e levar à fresadora, onde será utilizada uma fresa geradora de estrias paralelas para obter as estrias com as dimensões indicadas na representação;
- XI. Fazer retificação das estrias;

➤ **Engrenagem 2 (Peça 46):**

- I. Levar peça com sobremetal de usinagem à fresadora, posicionar e facear;
- II. Eliminar o excesso de material de forma com que a peça fique com 34 mm de largura.
- III. Efetuar corte com 8 mm de profundidade a partir do plano posterior para obter diâmetro de 70 mm;
- IV. Fazer fresamento de canaleta com fresa de topo em ambos os lados, com 8 mm de profundidade e diâmetros maior e menor indicados na representação;
- V. Levar a peça ao torno, prender na placa de três castanhas e centrar;
- VI. Efetuar as marcações;
- VII. Fazer torneamento cilíndrico externo para obter o diâmetro de 132 mm;
- VIII. Retirar o contraponto e inserir broca para produzir o furo de centro;
- IX. Alargar o furo;
- X. Fazer torneamento cilíndrico interno para obter diâmetro de 48 mm;
- XI. Efetuar marcações e conduzir peça à furadeira para abrir os 4 furos distanciados uniformemente num raio de 45 mm com broca de 8 mm de diâmetro;
- XII. Realizar brochamento para abrir rasgo de chaveta;
- XIII. Levar à fresadora e obter os 42 dentes de módulo 3 com a fresa módulo através de um fresamento tangencial de perfil.

➤ **Eixo II (Peça 48):**

- I. Prender a peça com sobremetal de usinagem na placa de três castanhas, centrar e facear;
- II. Fazer furo de centro;

- III. Colocar o contraponto;
- IV. Efetuar as marcações;
- V. Fazer torneamentos cilíndricos externos para obter os diâmetros indicados;
- VI. Obter chanfros de 1 mm com torneamento cônico externo;
- VII. Efetuar dois sangramentos com bedame de 1,2 mm de largura e profundidade de corte de 1,3 mm e em seguida fazer outro com 1,5 mm de profundidade de corte;
- VIII. Produzir novo sangramento agora com 1 mm de largura e profundidade de corte de 1 mm;
- IX. Atentar-se aos filetes, não permitindo a formação de cantos vivos;
- X. Virar a peça e cortar o excesso de material;
- XI. Efetuar marcações e levar à fresadora para abrir rasgos de chaveta;

➤ **Espaçador (Peça 51):**

- I. Obtenção da peça através do processo de desenvolvimento do macho, do modelo e do molde descritos no início desta seção;
- II. Levar ao torno para melhorar seu acabamento interno através de um torneamento cilíndrico interno;

➤ **Engrenagem 1 (Peça 52):**

- I. Levar peça com sobremetal de usinagem à fresadora, posicionar e facear;
- II. Eliminar o excesso de material de forma com que a peça fique com 24 mm de largura.
- III. Fazer fresamento de canaleta com fresa de topo em ambos os lados, com 8 mm de profundidade e diâmetros maior e menor indicados na representação;
- IV. Levar a peça ao torno, prender na placa de três castanhas e centrar;
- V. Efetuar as marcações;
- VI. Fazer torneamento cilíndrico externo para obter o diâmetro de 84 mm;
- VII. Virar a peça e realizar restante do torneamento para obter diâmetro de 84 mm;
- VIII. Retirar o contraponto e inserir broca para produzir o furo de centro;
- IX. Alargar o furo;
- X. Fazer torneamento cilíndrico interno para obter diâmetro de 25 mm;;
- XI. Efetuar marcações e conduzir peça à furadeira para abrir os 4 furos distanciados uniformemente num raio de 25 mm com broca de 7 mm de diâmetro;
- XII. Realizar brochamento para abrir rasgo de chaveta;

- XIII. Levar à fresadora e obter os 26 dentes de módulo 3 com a fresa módulo através de um fresamento tangencial de perfil.

➤ **Engrenagem 3 (Peça 54):**

- I. Levar peça com sobremetal de usinagem à fresadora, posicionar e facear;
- II. Eliminar o excesso de material de forma com que a peça fique com 31 mm de largura.
- III. Fazer fresamento de canaleta com fresa de topo em ambos os lados, com 10 mm de profundidade e diâmetros maior e menor indicados na representação;
- IV. Levar a peça ao torno, prender na placa de três castanhas e centrar;
- V. Efetuar as marcações;
- VI. Fazer torneamento cilíndrico externo para obter o diâmetro de 75 mm;
- VII. Virar a peça e realizar restante do torneamento para obter diâmetro de 75 mm;
- VIII. Retirar o contraponto e inserir broca para produzir o furo de centro;
- IX. Alargar o furo;
- X. Fazer torneamento cilíndrico interno para obter diâmetro de 25 mm;;
- XI. Efetuar marcações e conduzir peça à furadeira para abrir os 4 furos distanciados uniformemente num raio de 22,5 mm com broca de 4 mm de diâmetro;
- XII. Realizar brochamento para abrir rasgo de chaveta;
- XIII. Levar à fresadora e obter os 23 dentes de módulo 3 com a fresa módulo através de um fresamento tangencial de perfil.

➤ **Engrenagem 5 (Peça 55):**

- I. Levar peça com sobremetal de usinagem à fresadora, posicionar e facear;
- II. Eliminar o excesso de material de forma com que a peça fique com 21 mm de largura.
- III. Fazer fresamento de canaleta com fresa de topo em ambos os lados, com 7 mm de profundidade e diâmetros maior e menor indicados na representação;
- IV. Levar a peça ao torno, prender na placa de três castanhas e centrar;
- V. Efetuar as marcações;
- VI. Fazer torneamento cilíndrico externo para obter o diâmetro de 96 mm;
- VII. Virar a peça e realizar restante do torneamento para obter diâmetro de 96 mm;
- VIII. Retirar o contraponto e inserir broca para produzir o furo de centro;
- IX. Alargar o furo;

- X. Fazer torneamento cilíndrico interno para obter diâmetro de 25 mm;;
- XI. Efetuar marcações e conduzir peça à furadeira para abrir os 4 furos distanciados uniformemente num raio de 27,5 mm com broca de 7 mm de diâmetro;
- XII. Realizar brochamento para abrir rasgo de chaveta;
- XIII. Levar à fresadora e obter os 30 dentes de módulo 3 com a fresa módulo através de um fresamento tangencial de perfil.

➤ **Tampa do mancal (Peça 56):**

- I. Obtenção da peça através do processo de desenvolvimento do macho, do modelo e do molde descritos no início desta seção;
- II. Efetuar marcações;
- III. Levar peça à furadeira e abrir os quatro furos com broca de 8 mm;

➤ **Engrenagem 8 (Peça 58):**

- I. Levar peça com sobremetal de usinagem à fresadora, posicionar e facear;
- II. Eliminar o excesso de material de forma com que a peça fique com 26 mm de largura.
- III. Fazer fresamento de canaleta com fresa de topo em ambos os lados, com 7 mm de profundidade e diâmetros maior e menor indicados na representação;
- IV. Levar a peça ao torno, prender na placa de três castanhas e centrar;
- V. Efetuar as marcações;
- VI. Fazer torneamento cilíndrico externo para obter o diâmetro de 108 mm;
- VII. Virar a peça e realizar restante do torneamento para obter diâmetro de 108 mm;
- VIII. Retirar o contraponto e inserir broca para produzir o furo de centro;
- IX. Alargar o furo;
- X. Fazer torneamento cilíndrico interno para obter diâmetro de 25 mm;;
- XI. Efetuar marcações e conduzir peça à furadeira para abrir os 4 furos distanciados uniformemente num raio de 32,5 mm com broca de 10 mm de diâmetro;
- XII. Realizar brochamento para abrir rasgo de chaveta;
- XIII. Levar à fresadora e obter os 34 dentes de módulo 3 com a fresa módulo através de um fresamento tangencial de perfil.

➤ **Engrenagem 9 (Peça 60):**

- I. Prender a peça com sobremetal de usinagem na placa de três castanhas, centrar e facear;
- II. Fazer furo de centro;
- III. Colocar o contraponto;
- IV. Efetuar as marcações;
- V. Fazer torneamentos cilíndricos externos para obter os diâmetros de 120 mm e 48 mm;
- VI. Obter chanfro de 1 mm com torneamento cônico externo;
- VII. Efetuar sangramentos com bedame de 1,6 mm de largura e profundidade de corte de 2,8 mm;
- VIII. Atentar-se aos filetes, não permitindo a formação de cantos vivos;
- IX. Retirar o contraponto e inserir broca para produzir o furo de centro;
- X. Alargar o furo;
- XI. Fazer torneamento cilíndrico interno para obter diâmetro de 30 mm;
- XII. Retirar do torno e efetuar brochamento seguido de retificação para criar perfil estriado interno;
- XIII. Levar peça à fresadora vertical e abrir rasgo de chaveta no local indicado;
- XIV. Levar à fresadora horizontal e obter os 23 dentes de módulo 3 com a fresa módulo através de um fresamento tangencial de perfil.

➤ **Engrenagem 10 (Peça 61):**

- I. Levar peça com sobremetal de usinagem à fresadora, posicionar e facear;
- II. Eliminar o excesso de material de forma com que a peça fique com 31 mm de largura.
- III. Fazer fresamento de canaleta com fresa de topo em ambos os lados, com 10 mm de profundidade e diâmetros maior e menor indicados na representação;
- IV. Levar a peça ao torno, prender na placa de três castanhas e centrar;
- V. Efetuar as marcações;
- VI. Fazer torneamento cilíndrico externo para obter o diâmetro de 141 mm;
- VII. Virar a peça e realizar restante do torneamento para obter diâmetro de 141 mm;
- VIII. Retirar o contraponto e inserir broca para produzir o furo de centro;
- IX. Alargar o furo;
- X. Fazer torneamento cilíndrico interno para obter diâmetro de 25 mm;;

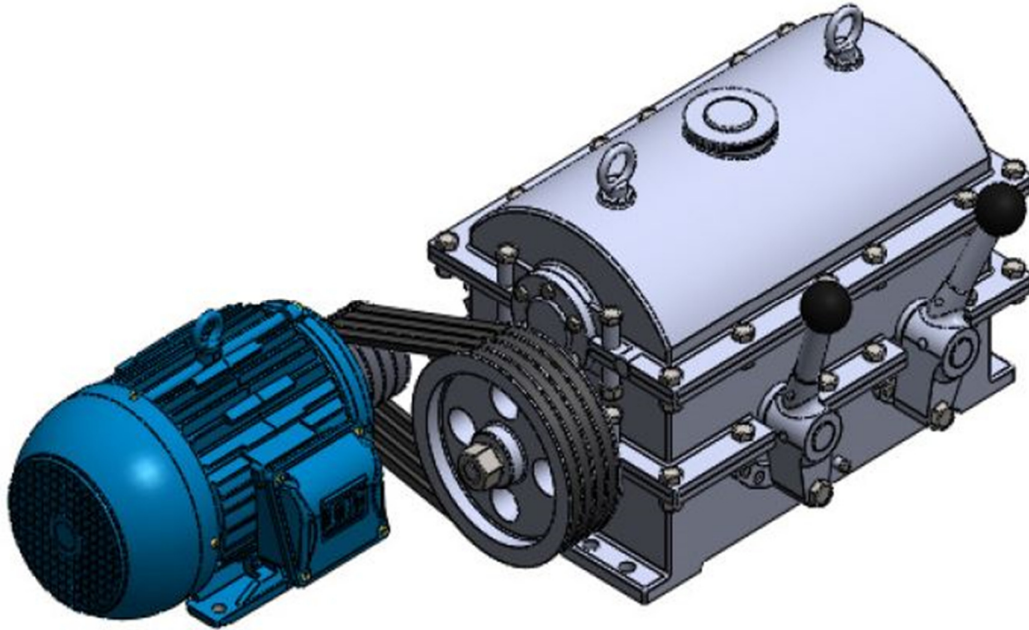


- XI. Efetuar marcações e conduzir peça à furadeira para abrir os 4 furos distanciados uniformemente num raio de 42,5mm com broca de 15 mm de diâmetro;
- XII. Realizar brochamento para abrir rasgo de chaveta;
- XIII. Levar à fresadora e obter os 45 dentes de módulo 3 com a fresa módulo através de um fresamento tangencial de perfil.

## 7 – Manual de montagem

A fim de evitar perdas de tempo e otimizar o processo de montagem do variador, foi elaborado um plano que sugere a melhor sequência de instalação das peças. A seguir é possível observar na figura 44 como ficará o conjunto após ser totalmente montado.

**Figura 44- Conjunto montado.**



**Fonte: elaborado pelo autor.**

Este plano foi dividido em algumas partes fundamentais para facilitar a compreensão, já que há muitas peças envolvidas. Cada uma das partes está descrita a seguir

### ➤ Montagem da árvore de potência II:

Inicialmente é preciso pegar o eixo II (peça 48) e posicioná-lo para a montagem. Em seguida, colocam-se as engrenagens 5, 3 e 1 (peças 55, 54 e 52, respectivamente) precedidas de suas chavetas (peça 30), sendo que entre elas haverá um espaçador (peça 53). Agora deve-se introduzir o anel elástico para eixos de 25 mm de diâmetro (peça 57) logo após a engrenagem 1. Na sequência, posicionam-se os rolamentos (peça 34) e seus respectivos anéis elásticos para eixos de diâmetro de 22 mm (peça 33). Finalmente é

necessário colocar a polia maior (peça 10) com sua chaveta (peça 50) e prendê-la com a porca (peça 49) e a arruela (peça 47).

➤ Montagem da árvore de potência III:

Inicialmente é preciso pegar o eixo III (peça 31) e posicioná-lo para a montagem. Em seguida, inicia-se a montagem do bloco 2 de engrenagens posicionando engrenagem 9 (peça 60) com sua chaveta (peça 36) e, na sequência, a engrenagem 7 (peça 59). Agora, deve-se introduzir o anel elástico para eixos de 48 mm de diâmetro (peça 38) logo após a engrenagem 7. Depois se inicia a montagem do bloco 1 de engrenagens posicionando a engrenagem 6 (peça 44) com sua chaveta (peça 43) e, na sequência, as engrenagens 4 e 2 (peças 42 e 46) introduzindo, posteriormente, o anel elástico para eixos de 48 mm de diâmetro (peça 38) logo após a engrenagem 2. Finalmente, posicionam-se os rolamentos (peça 34) e seus respectivos anéis elásticos para eixos de diâmetro de 22 mm (peça 33).

➤ Montagem da árvore e potência IV:

Para começar, é preciso pegar o eixo III (peça 45) e posicioná-lo para a montagem. Na sequência, colocam-se as engrenagens 10 e 8 (peças 61 e 58, respectivamente) precedidas de suas chavetas (peça 30), sendo que entre elas haverá um espaçador (peça 53). Agora se deve introduzir o anel elástico para eixos de 25 mm de diâmetro (peça 57) logo após a engrenagem 8. Em seguida, posicionam-se os rolamentos (peça 34) e seus respectivos anéis elásticos para eixos de diâmetro de 22 mm (peça 33).

➤ Montagem do eixo das cremalheiras:

Inicialmente deve-se posicionar o eixo deslizante (peça 19) para a montagem. Em seguida, posiciona-se e as cremalheiras 1 e 2 (peças 41 e 39, respectivamente), precedidas por suas chavetas (peças 65 e 64). Para finalizar, coloca-se os anéis elásticos para eixos com 20 mm de diâmetro (peça 63).

➤ Montagem das alavancas 1 e 2:

Primeiramente, deve-se posicionar o eixo da alavanca (peça 25) para montagem. Na sequência, coloca-se a engrenagem da alavanca (peça 20), presa pelo pino maior (peça 26). Na outra extremidade do eixo, posiciona-se primeiro a tampa (peça 24) e

depois a base da alavanca (peça 27) presa por outro pino maior, já com a mola de fixação (peça 28) e o parafuso da alavanca (peça 16) devidamente posicionados. Cabe observar que a esfera de fixação (peça 29) deve ser colocada apenas ao longo da montagem do conjunto completo. Em seguida, introduz-se o corpo da alavanca (peça 22) preso pelo pino menor (peça 23) e enrosca-se o topo (peça 21).

➤ Montagem do conjunto:

Inicialmente é necessário posicionar o motor (peça 62) de forma que ele possa ser facilmente conectado à rede elétrica e aparafusá-lo ao chão. Em seguida, é preciso posicionar a polia menor (peça 2) no eixo do motor precedida por sua chaveta (peça 3) e presa por um anel elástico para eixos com 28 mm de diâmetro (peça 1). Posteriormente, deve-se colocar as correias (peça 4) para na sequência posicionar a primeira partição da carcaça (peça 11) e aparafusá-la ao chão. Feito isso, posiciona-se as árvores de potência II e IV nos locais indicados e fixa-se a tampa do mancal (peça 56) com os quatro parafusos indicados (peça 18). Em seguida, na região frontal da carcaça, é preciso coloca o parafuso de saída de óleo (peça 9) além de aparafusar os encaixes das alavancas 1 e 2 (peças 17 e 15, respectivamente) com os parafusos indicados (peça 14). Feito isso, coloca-se as alavancas 1 e 2 já montadas nos locais indicados juntamente com as esferas de fixação (peça 29). Dessa forma, o conjunto está pronto para receber a segunda partição da carcaça (peça 12), que deve ser fixada à primeira partição com 4 parafusos maiores (peça 7) e 12 menores (peça 8). Nela se deve encaixar o medidor de óleo (peça 5) e, em seguida, as tampas dos eixos II e IV (peça 32), que devem estar com o anel de feltro (peça 51) posicionado em seu interior e devem ser devidamente aparafusadas (peça 6) às partições 1 e 2. Em seguida, coloca-se a árvore de potência III previamente preparada e o eixo das cremalheiras também já montado anteriormente, fixando as engrenagens nos locais indicados na representação. Finalmente, posiciona-se a terceira partição da carcaça (peça 13), que deverá ser fixada com 4 parafusos maiores (peça 7) e 12 menores (peça 8). Depois, deve-se aparafusar as tampas para o eixo III (peça 35) utilizando parafusos (peça 6) idênticos àqueles que fixaram as tampas para os eixos II e IV. Já no topo da terceira partição da carcaça, enrosca-se a tampa para lubrificação (peça 40) e os dois ganchos para transporte (peça 37).

## 8 – Conclusão

Este trabalho procurou apresentar os vários tipos de redutores e variadores de velocidade e, a partir da escolha de um variador adequado para utilização em máquinas operatrizes, foram definidos parâmetros iniciais de projeto a fim de atender uma demanda da indústria.

Foi realizado o dimensionamento e seleção de diversas peças, bem como das características fundamentais do variador. Além disso, foi apresentada a memória de cálculos e especificações, assim como todos os parâmetros a serem considerados na fabricação dos elementos. Na sequência, foi desenvolvido um plano de fabricação particular para cada peça e foi disponibilizado um manual de montagem de todo o mecanismo.

A maior vantagem do variador projetado é sua robustez e sua facilidade de uso. Os pares de engrenagens apenas começam a se tocar após movimentação da alavanca quando o par anteriormente engrenado está totalmente separado. Além disso, as alavancas são grandes e de fácil manuseio, com encaixes precisamente calculados.

Como desvantagem, trata-se de um mecanismo simples, que oferece apenas 6 diferentes velocidades de saída. Para um projeto de final de curso de graduação, trata-se de um trabalho bastante satisfatório, porém atualmente a indústria já conta com variadores que oferecem centenas de velocidades diferentes, algumas vezes tanto no sentido horário quanto no anti-horário de rotação.

Dessa forma, é possível afirmar que com a evolução tecnológica tanto dos materiais quanto dos processos de fabricação, há muito trabalho a ser feito nesta área ainda. O objetivo será sempre lançar na indústria variadores que sejam cada vez mais baratos e compactos, porém, ao mesmo tempo, adequados para o maior volume possível de diferentes operações.

Ao longo do projeto foi necessário encarar algumas dificuldades. A maior delas foi tentar levar em consideração o custo ou economia que algumas decisões iriam gerar. Como não foi feita uma análise econômica a respeito da produção deste variador, não foi possível mensurar precisamente o quanto de economia estaria gerando, por exemplo, aumentar as dimensões mínimas calculadas de uma determinada chaveta, aumentando seu coeficiente de segurança para que fosse possível adquirir chavetas iguais. Quando

este tipo de decisão é tomada, assume-se que comprar cinco chavetas idênticas em atacado seria mais barato do que comprar cinco chavetas diferentes com dimensões que variassem aproximadamente 3 mm. No entanto, esta conta não chegou a ser realizada uma vez que não foi feita uma análise precisa de custos. O mesmo aconteceu para outros elementos, como eixos e rolamentos.

Finalmente, é importante citar que desenho técnico de todas as peças pode ser encontrado no anexo [A], assim como as vistas da montagem do variador, com todo o detalhamento necessário. Desta forma, pode-se afirmar que o mecanismo projetado está pronto para ser fabricado e utilizado na indústria de máquinas operatrizes em projetos que necessitem dos torques e velocidades de rotação por ele fornecidos.

## 9 – Referências bibliográficas

### 9.1 – Livros, apostilas, sites e notas de aula

- [1] Röggnitz, H., *Variadores Escalonados de Velocidade em Máquinas Ferramenta*; Tradução Prof. Caspar Erich Stemmer. São Paulo, Poligono, 1973.
- [2] Shigley, Joseph E., Projeto de Engenharia Mecânica/Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke, Richard G. Budynas; Tradução João Batista de Aguiar, José Manuel de Aguiar, 8: Ed.- Porto Alegre: Bookman, 2005.
- [3] Marco Filho, Flávio de, Apostila de Elementos de Máquinas, UFRJ, 2010.
- [4] Pina Filho, Armando Carlos de, Apostila de Desenho Técnico para Engenharia Mecânica, UFRJ, 2011.
- [5] Reshtov, D. N., *Atlas de Construção de Máquinas*, Hemus Editora Ltda., São Paulo, 2005.
- [6] Catálogo Goodyear. Cálculos e Recomendações para Correias de Transmissão de Potência em “V”.
- [7] Repositório digital do grupo SKF, <http://www.skf.com/br/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html?prodid=1010016222&imperial=false>, acessado em 03/03/2013.
- [8] Francesco Provenza, 1991, *Projetista de Máquinas*, PROTEC.
- [9] De Souza, Harllan E. A., 2011, *Projeto de Uma Caixa de Redução para Veículo Mini Baja do IFPB*, João Pessoa, <http://www.ifpb.edu.br/campi/joao-pessoa/cursos/cursos-superiores-de-tecnologia/automacao-industrial/arquivos/documentos/PROJETO%20DE%20UMA%20CAIXA%20DE%20R>

[EDUCaO%20FIXA%20PARA%20VEICULO%20MINI%20BAJA%20DO%20IFPB.pdf/view](#) , acessado em 17/04/2013.

[10] Repositório digital da empresa Hangzhou Kaishuai Trading Co. Ltd. , [http://pt.made-in-china.com/co\\_kaliboks/](http://pt.made-in-china.com/co_kaliboks/), acessado em 17/06/2013.

[11] Repositório digital Tornos Mecânicos, <http://www.tornosmecanico.com.br/page/6/>, acessado em 17/06/2013.

[12] Repositório digital Ebah, Rede Rocial para Compartilhamento Acadêmico, <http://www.ebah.com.br/content/ABAAAIVsAE/transmissao-continuamente-variavel-cvt>, acessado em 17/06/2013.

[13] Filho, Flávio de M. / Filho, José S. C., Apostila de Metrologia, UFRJ, 1996.

[14] Repositório digital da empresa NTN do Brasil Ltda., <http://www.ntn.com.br/pdfServicos/indiceA7/indiceA7.pdf>, acessado em 29/06/2013.

[15] Repositório digital do Laboratório de Projetos Mecânicos da UFMG, [http://www.demec.ufmg.br/Grupos/labprojmec/Chavetas\\_Paralelas.htm](http://www.demec.ufmg.br/Grupos/labprojmec/Chavetas_Paralelas.htm), acessado em 29/06/2013.

[16] Repositório digital da empresa General Fix Ltda., [http://www.generalfix.com.br/catalogo\\_general.pdf](http://www.generalfix.com.br/catalogo_general.pdf), acessado em 30/06/2013.

[17] Repositório digital da empresa Casa das Molas Ltda., [http://www.molas.com.br/Consulta\\_Compressao.asp?Intervalo=5,70%20a%206,00](http://www.molas.com.br/Consulta_Compressao.asp?Intervalo=5,70%20a%206,00), acessado em 08/07/2013.



- [18] Repositório digital da empresa Lumafix Ltda., <http://www.lumafix.com.br/anexos/00003.pdf>, acessado em 30/06/2013.
- [19] Repositório digital da empresa Metal Mec Indústria Mecânica Ltda., [http://www.metalchavetas.com.br/download/panfleto\\_metalchavetas.pdf](http://www.metalchavetas.com.br/download/panfleto_metalchavetas.pdf), acessado em 30/06/2013.
- [20] Repositório digital da empresa Retec Vedações Ltda., [http://www.retecvedacoes.com.br/catalogo\\_retec.pdf](http://www.retecvedacoes.com.br/catalogo_retec.pdf), acessado em 29/06/2013.
- [21] Repositório digital da UNICAMP, <http://www.fem.unicamp.br/~sergio1/graduacao/EM335/oitavaaula.html>, acessado em 29/06/2013.
- [22] Repositório digital da equipe Minibaja da UFBA, <http://www.minibaja.ufba.br/images/arquivos/NBR6158.pdf>, acessado em 01/07/2013.
- [23] Repositório digital da empresa Ciser Parafusos e Porcas Ltda., <http://www.ciser.com.br/htcms/media/pdf/tabela-de-precos/br/fixadores-aplicacoes-diversas.pdf>, acessado em 04/07/2013.
- [24] Repositório digital da empresa WEG Equipamentos Eletrônicos S.A., [http://ecatalog.weg.net/TEC\\_CAT/tech\\_motor\\_dat\\_web.asp](http://ecatalog.weg.net/TEC_CAT/tech_motor_dat_web.asp), acessado em 03/07/2013.
- [25] Repositório digital do Centro Universitário Fundação Santo André, <http://www3.fsa.br/mecanica/arquivos/02%20Fundi%C3%A7%C3%A3o.pdf>, acessado em 10/07/2013

[26] Repositório digital da empresa Grupo Metal S. A., <http://www.grupometal.com.br/imagens/downloads/grupometal03.pdf>, acessado em 10/07/2013.

[27] Repositório do Centro Federal De Educação Tecnológica De Minas Gerais, <http://ppgel.ufsj.edu.br/uaisoccer/downloads/1272064850.pdf>, acessado em 10/07/2013.

[28] Notas de aula do professor José Luis Lopes da Silveira do curso de Usinagem ministrado no primeiro semestre de 2012.

[29] Diniz, A. E.; Marcondes, F. C.; Coppini, N. L., Tecnologia da Usinagem dos Materiais. 7ª Edição. São Paulo: Editora Artliber Ltda., 2010. 286.

[30] Groover, Mikell P., Fundamentals of modern manufacturing: materials, processes and systems. 4<sup>th</sup> Edition. United States of America: John Wiley & Sons, Inc., 2010.

## **9.2 – Normas Técnicas**

NBR 10067 - Princípios gerais de representação em desenho técnico.

NBR 10126 - Cotagem em desenho técnico.

NBR 12298 - Representação de corte em desenho técnico.

NBR 11534 - Representação de engrenagem em desenho técnico.

NBR 8993 - Representação convencional de partes roscadas em desenhos técnicos.

NBR 6158 - Sistema de tolerâncias e ajustes.

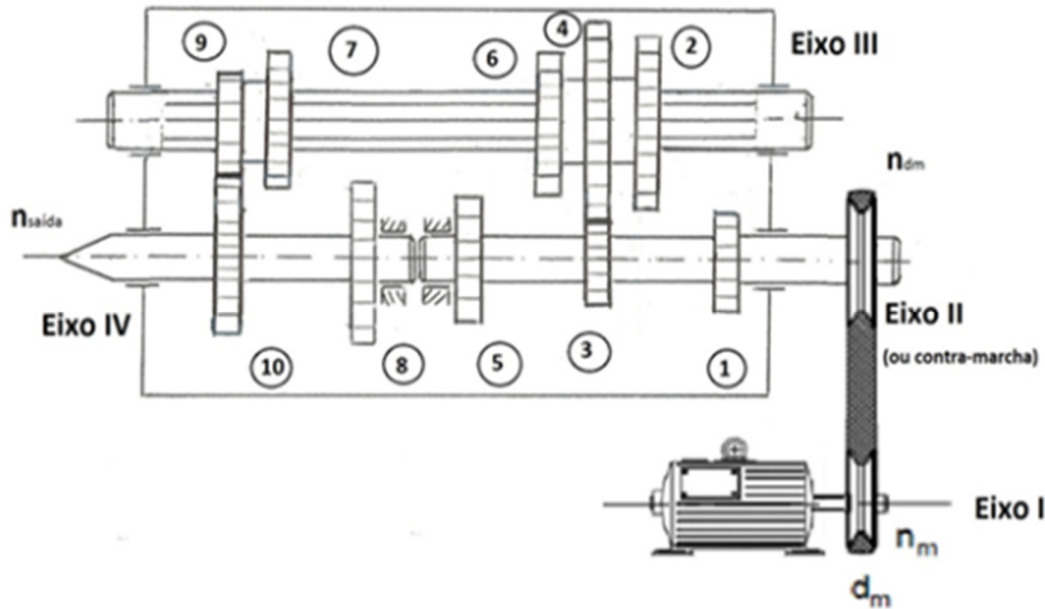
NBR 8404 - Indicação do estado de superfícies em desenhos técnicos.

NBR 7165 - Símbolos gráficos de solda.

## Apêndice A – Memória de cálculos desenvolvidos no “Excel 2010”

<b>DADOS DE PROJETO:</b>	Potência do motor	$P \text{ [HP]} = 4,02$
	Rotação nominal	$n \text{ [rpm]} = 710$
	Rotação de saída	$n_{\min} \text{ [rpm]} = 185$
		$n_{\max} \text{ [rpm]} = 562$
	nº de rotações de saída: 6	

### ESQUEMA CINEMÁTICO DO VARIADOR



### CÁLCULOS

Rotação do motor:

Em RPM:	Em rad/s:	log na base $\phi$
1715	182,2123739	33,57632672

Rotação mínima de saída (rpm):

185

Rotação máxima de saída (rpm):

562

Total de rotações de saída:

6

$\phi$ :

1,248857589

Rotação nominal (rpm):

710

log (ne) na base  $\phi$ :

29,54276406

Relação de redução entre eixos I e II, i:  
2,450704225

Para polias,  $i < 6$ , logo:  
OK

Logo, todas as rotações de saída serão:

rotação	fórmula	valor(rpm)	log (n) na base $\varphi$ :
n1	nmin	185	23,49086308
n2	nmin* $\varphi$	231	24,49086308
n3	nmin* $\varphi^2$	289	25,49086308
n4	nmin* $\varphi^3$	360	26,49086308
n5	nmin* $\varphi^4$	450	27,49086308
n6	nmin* $\varphi^5$	562	28,49086308

**Calculando 'x':**

log (ne)  
33,57632672

A velocidade cujo log é :  
33,4906

Será:  
1707,165056

Logo, "x" será:  $(\log(1740) - (\log 1707))/\log(1,2488)$

0,085726718

**Calculando 'y':**

log (nm)  
29,54276406

A velocidade cujo log é:  
29,49086

Será:  
701,8574856

Logo, "y" será:  $(\log(710) - \log(701))/\log(1,2488)$   
0,051904063

Checando os resultados:

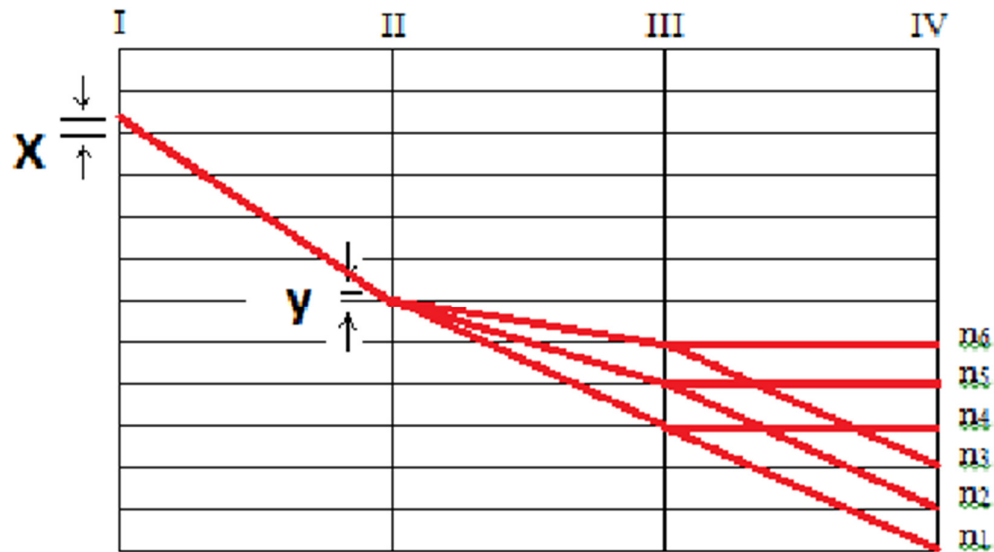
Relação de transmissão, i:

$i = \varphi^{(4+x-y)}$  ,  $i = 2,45084583$  (entre polias).

**RESULTADOS**  $\varphi = 1,248858$

Rotações ideais [rpm]:	$n_1 = 185$	$n_3 = 289$	$n_5 = 450$
	$n_2 = 231$	$n_4 = 360$	$n_6 = 562$

### DIAGRAMA DE VELOCIDADES



OBS: y é aproximadamente zero, portanto não aparece visualmente no gráfico. Porém seu valor foi considerado nas contas.

### CÁLCULOS

Relações de transmissão:

Relações de transmissão entre eixos II e III:

$$i_{1-2} = \phi^{(1+y)} \quad 1,263$$

$$i_{5-6} = \phi^{(2+y)} \quad 1,577$$

$$i_{3-4} = \phi^{(3+y)} \quad 1,968$$

Relações de transmissão entre eixos III e IV:

$$i_{7-8} = \phi^{(0)} \quad 1,000$$

$$i_{9-10} = \phi^{(3)} \quad 1,949$$

### Bloco Triplo:

### RESULTADOS

Relações de transmissão

$$\text{Bloco I: } i_{12} = 1,263 \quad i_{34} = 1,968 \quad i_{56} = 1,577$$

$$\text{Bloco II: } i_{78} = 1 \quad i_{910} = 1,949$$

### DIMENSIONAMENTO DE POLIAS E CORREIAS

Cálculo para seleção de correias baseado no catálogo da Goodyear:

#### 1 - Potência do projeto:

a) Potência do motor em Watts:

Em HP:

3000

4,021448

b) Fator de serviço

Assumindo que a máquina operatriz(tabela 3) que utilizará o variador será submetida a um trabalho normal(ver tabela 1), e estará em um ambiente poeirento(tabela 2), teremos FS:

1,3

Logo, a potência de projeto, em KW, será:

3900

Em HP:

5,227882

Rotação no Eixo I (RPM):

1715

## 2-Determinação do perfil da correia:

Através da tabela 5 do catálogo, encontraremos que para uma potência de projeto de 5,22 HP e 1740 rpm, o perfil mais indicado é o perfil A.

Isso implicará que a polia menor deverá ter:

Em polegadas:

diam. Min:

3

diam max:

5

Em mm:

diam. Min:

76,2

diam max:

127

Fator de

conversão:

25,4

Por questões de compactação, usaremos para a polia menor:

pol:

3

mm:

76,2

Razão de transmissão entre eixos I e II:

2,450704

## 3 - Diâmetro da polia maior:

Em pol:

7,352113

Em mm:

186,7437

## 4 - Rotação no Eixo II:

Rotação no eixo II (RPM):

710

## 5 - Cálculo da velocidade periférica:

$V = 0,262 \times d \times \text{rpm}$  (ppm)

1367,64

Como deu menor que 6000ppm, podemos seguir com o projeto.

## 6 - Cálculo da distância entre centros e do comprimento Ld:

Distância entre centros, de acordo com a apostila do professor Flávio sobre elementos de transmissão flexíveis, será de:

Consideraremos aqui  $i < 3$ , e teremos  $C = (D+d)/2 + d$

em pol:  
8,176056

Cálculo do comprimento Ld segundo a fórmula:  $Ld = 2c + 1,57 (Dd + dd) + (Dd - dd)^2 / 4C$ , em pol:

33,18409

OBS: Utilizados  $Dd = 7,35''$  e  $dd = 3''$

Pela tabela 13, a que mais se aproxima é a A-32, com Ld, em pol:

33,3

Corrigindo distância entre centros através da fórmula:

$C1 = C - (Ld(\text{calculado}) - Ld(\text{tabelado})) / 2$ , teremos, em pol, C1:

8,234013

Em mm:

209,1439

## 7 - Determinação do HP efetivo e do número de correias:

Cálculo e determinação do fator de correção do arco de contato Fac:

$Ac = 180 - ((Dd - dd) / c) \times 60$

Logo, Ac, em graus, será:

148,2868

Em rad:

2,588093

De acordo com a tabela 7 teremos Fac::

Valor acima:	Correspondência;
--------------	------------------

151	0,93
-----	------

Valor abaixo	Correspondência;
--------------	------------------

148	0,92
-----	------

Por interpolação:

0,920956

Fator de correção do comprimento:

Pela tabela 8, para  $Ld = 33,3$ , teremos:

Valor acima:	Correspondência;
--------------	------------------

35	0,87
----	------

Valor abaixo	Correspondência;
--------------	------------------

31	0,84
----	------

Por interpolação:

0,85725

HP básico por correia:

pela tabela 9, para os valores abaixo, teremos:

rpm	dim polia menor	Razão de transmissão
1715	3	2,45

Por interpolação:

Valor acima: Correspondência;  
1800 1,77

Valor abaixo Correspondência;  
1700 1,7

Por interpolação:

1,728

HP adicional por correia:

Pela tabela 9A, para os valores abaixo, teremos:

rpm	dim polia menor	Razão de transmissão
1740	3	2 4/9

Por interpolação:

Valor acima: Correspondência;  
1700 0,4

Valor abaixo Correspondência;  
1800 0,43

Por interpolação:

0,412

Determinação do HP classificado:

HP classificado = HP básico + HP adicional  
2,14

HP efetivo:

HP efetivo = HP classificado x Fac x Fld

1,689508

Determinação da quantidade de correias:

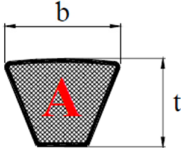
N = HP projeto/HP efeito

3,094323

**Ou seja, precisarei de 4 correias Multi-"V" - 3T A-32 Goodyear.**



Dimensões da correia modelo "B":

<div> <b>HI-POWER</b>  </div>	Seção	$b$ [mm]	$t$ [mm]	Faixa recomendada de diâmetros para a polia menor [mm]		
				$d_{\min}$	$d_{\max}$	$d_{\limite}$
	<b>A</b>	13	8	76	127	710
	<b>B</b>	17	11	127	188	1000
	<b>C</b>	22	14	188	330	1600
	<b>D</b>	32	19	330	432	2000
	<b>E</b>	38	23	432	710	2500

### 8 -Dimensões da polia:

Tabela 11 – Dimensões dos perfis dos canais.

SEÇÃO	$d_p$ [mm]	$\varphi$	DIMENSÃO PADRÃO DOS CANAIS [mm]					
			$l_s$	$l_p$	$e$	$f$	$b$	profundidade ( $h + b$ )
<b>A</b>	3 $\geq 75$	$34 \pm 0.5$	$13^{+0.2}_{-0}$	11	$15 \pm 0.3$	$10^{+2}_{-1}$	3.3	12
	5 125		$13.3^{+0.2}_{-0}$					
	5 $> 125$		$13.3^{+0.2}_{-0}$					
<b>B</b>	5 $\geq 125$	$34 \pm 0.5$	$16.6^{+0.2}_{-0}$	14	$19 \pm 0.4$	$12.5^{+2}_{-1}$	4.2	15
	8 200		$16.9^{+0.2}_{-0}$					
	8 $> 200$		$16.9^{+0.2}_{-0}$					
<b>C</b>	8 $\geq 200$	$36 \pm 0.5$	$22.7^{+0.3}_{-0}$	19	$25.5 \pm 0.5$	$17^{+2}_{-1}$	5.7	20
	12 300		$22.9^{+0.3}_{-0}$					
	12 $> 300$		$22.9^{+0.3}_{-0}$					
<b>D</b>	14 $\geq 355$	$36 \pm 0.5$	$32.3^{+0.4}_{-0}$	27	$37 \pm 0.6$	$24^{+3}_{-1}$	8.1	28
	20 500		$32.6^{+0.4}_{-0}$					
	20 $> 500$		$32.6^{+0.4}_{-0}$					
<b>E</b>		$38 \pm 0.5$	$38.2^{+0.4}_{-0}$	32	$44.5 \pm 0.7$	$29^{+4}_{-1}$	9.6	33
			$38.6^{+0.4}_{-0}$					

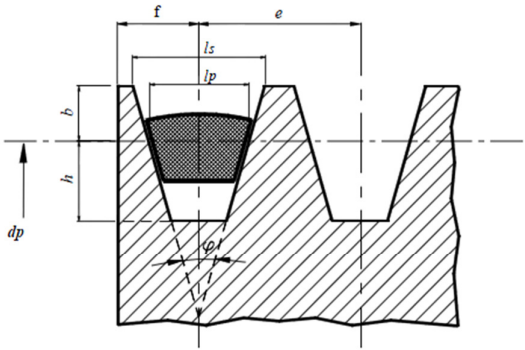


Figura 1.21 – Padronização de polias.

- $f$  – distância entre a linha de centro do primeiro canal e a face mais próxima da polia.
- $e$  – distância entre as linhas de centros de dois canais consecutivos.
- $h$  – profundidade do canal abaixo da linha do diâmetro primitivo.
- $b$  – profundidade do canal acima da linha do diâmetro primitivo.
- $l_p$  – largura do canal na linha do diâmetro primitivo.
- $d_p$  – diâmetro primitivo da polia.
- $\varphi$  - ângulo do canal.
- $l_s$  – largura superior do canal.

Largura total da polia:  $2.T + 3.S$   
 Onde "T", para correias tipo b, é, em mm:  
 9,5

E "S" é:  
 15

Logo, a largura da polia será, em mm:  
**64**

### RESULTADOS

Polias:  $D_m$  [mm] = 76,2      Distância entre centros -  $c$  [mm] = 209,14  
 $D_{cm}$  [mm] = 186,74      4 correias de seção A comprimento -  $\ell_{real}$  [mm] = 845  
 (nº de correias)

### CÁLCULO DO Nº DE DENTES DAS ENGRENAGENS

#### Bloco Triplo:

$i_{3-4} = 1,968$			$i_{5-6} = 1,263$			$i_{1-2} = 1,577$		
<b>z3</b>	<b>z4</b>	<b><math>\Sigma</math> 3-4</b>	<b>z5</b>	<b>z6</b>	<b><math>\Sigma</math> 5-6</b>	<b>z1</b>	<b>z2</b>	<b><math>\Sigma</math> 1-2</b>
18	35	53	23	30	53	20	33	53
			24	29	53	21	32	53
19	37	56	25	31	56	22	35	56
20	39	59	26	33	59	23	36	59
21	41	62	27	35	62	24	38	62
22	43	65	29	36	65	25	40	65
23	45	68	30	38	68	26	42	68

#### Bloco Duplo:

$i_{7-8} = 1$			$i_{9-10} = 1,949$		
<b>z7</b>	<b>z8</b>	<b><math>\Sigma</math> 7-8</b>	<b>z9</b>	<b>z10</b>	<b><math>\Sigma</math> 9-10</b>
26	27	53	18	35	53
27	26	53			53
28	28	56	19	37	56
29	30	59	20	39	59
31	31	62	21	41	62
32	33	65	22	43	65
34	34	68	23	45	68

Tabela de Verificação:

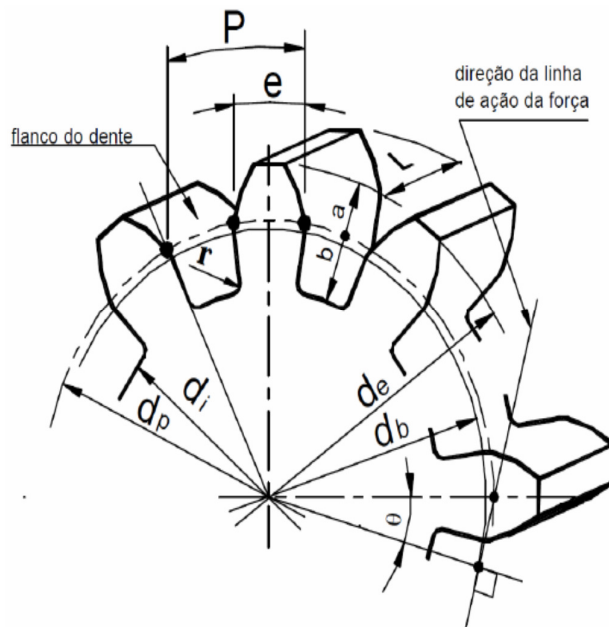
n ideal (rpm)	Relações Intermediárias nm x i i-II x ...	i i-II (polias)	Relações de transm. (engrenagens)		N real (rpm)	$\epsilon[\%] = 100 \times (n_{real} - n_{ideal})$	Verificação (-2 < $\epsilon[\%]$ < 2)
			Tripla	Duplo		n real	
185,00	i 3-4 x i 9-10	2,45	23/45	23/45	185,48	0,26	OK
231,04	i 1-2 x i 9-10		13/21	23/45	229,65	-0,61	OK
288,53	i 5-6 x i 9-10		15/19	23/45	286,49	-0,71	OK
360,34	i 3-4 x i 7-8		23/45	1	362,89	0,70	OK
450,01	i 1-2 x i 7-8		13/21	1	444,52	-1,23	OK
562,00	i 5-6 x i 7-8		15/19	1	560,53	-0,26	OK

## RESULTADOS

$z_1 = 26$	$z_2 = 42$	$n_1 [\text{rpm}] = 185,48$	$\epsilon\% = 0,26$
$z_3 = 23$	$z_4 = 45$	$n_2 [\text{rpm}] = 224,65$	$\epsilon\% = -0,61$
$z_5 = 30$	$z_6 = 38$	$n_3 [\text{rpm}] = 286,49$	$\epsilon\% = -0,71$
$z_7 = 34$	$z_8 = 34$	$n_4 [\text{rpm}] = 362,89$	$\epsilon\% = 0,70$
$z_9 = 23$	$z_{10} = 45$	$n_5 [\text{rpm}] = 439,52$	$\epsilon\% = -1,23$
		$n_6 [\text{rpm}] = 560,53$	$\epsilon\% = -0,26$

## ENGRENAGENS:

Seleção do módulo das engrenagens:



## DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS – Critério de Resistência - Eng 1-2

Tensão de escoamento:

$$\sigma = \frac{F_t}{K_v \times b \times m \times J}$$

Calculando  $K_v$ :

$$K_v = \frac{50}{50 + (200v)^{\frac{1}{2}}}$$

Por tabela, J será:

Quantidade de dentes da motora:

26,00

Quantidade de dentes da movida:

42,00

Por interpolação para movida com 30 dentes e motora com 38:

Valor acima:

50,00

Valor abaixo

35,00

Correspondência;

0,389

Correspondência;

0,381

Por interpolação:

0,385

$F_t = Pot/v$

b é o que queremos encontrar,  $b = Ft/K_v.J.\sigma.m$  (mm)

<b>Equações:</b>	<b>1,50</b>	<b>1,75</b>	<b>2,00</b>	<b>3,00</b>
$dp = m.z$ (m)	0,04	0,05	0,05	0,08
$v = \pi \cdot dp \cdot n/60$ (m/s)	1,45	1,69	1,93	2,90
$F_t = Pot/v$ (KN)	2,07	1,77	1,55	1,03
$K_v = 50/(50 + (200v)^{1/2})$	0,75	0,73	0,72	0,67
Tensão = $S_y/CS$ (MPa)	162,00	162,00	162,00	162,00
Fator de Forma (J) - abaixo	0,39	0,39	0,39	0,39
Largura do dente, $b = Ft/K_v.J.\sigma.m$ (mm)	30,83	23,11	18,02	8,52
Verificação, $p = \pi \cdot d/z$ (mm)	4,71	5,50	6,28	9,42
3p	14,14	16,49	18,85	28,27
5p	23,56	27,49	31,42	47,12
Avaliação $3p < b < 5p$	NÃO	OK	EXCESSO	EXCESSO

Consider	Para	AÇO	1030	Q&T
e Cs:	205°C			
4,00	Sy		648,00	
	Sut		848,00	
	HD		495,00	

**Dimensões engrenagem 1:**

Engrenagem Cilíndrica de Dentes Retos		
Dimensão	Sigla	Valor
Módulo	M	3,00
Número de dentes	Z	26,00
Ângulo de Pressão [°]	$\theta$	20,00
Ângulo de Pressão [rad]	$\theta$	0,35
Cabeça do dente ou adendo	a	3,00
Pé do dente ou dedendo	d	3,75
Diâmetro Primitivo	dp	78,00
Diâmetro Externo	de	84,00
Diâmetro Interno	di	70,50
Diâmetro de Base	db	73,30
Passo da Engrenagem	p	9,42
Espessura do Dente	e	4,71
Espessura Angular	eg	6,92
Raio do Pé	r	0,50
Largura a ser utilizada	L	24,00

**Dimensões engrenagem 2:**

Engrenagem Cilíndrica de Dentes Retos		
Dimensão	Sigla	Valor
Módulo	M	3,00
Número de dentes	Z	42,00
Ângulo de Pressão [°]	$\theta$	20,00
Ângulo de Pressão [rad]	$\theta$	0,35
Cabeça do dente ou adendo	a	3,00
Pé do dente ou dedendo	d	3,75
Diâmetro Primitivo	dp	126,00
Diâmetro Externo	de	132,00
Diâmetro Interno	di	118,50
Diâmetro de Base	db	118,40
Passo da Engrenagem	p	9,42
Espessura do Dente	e	4,71
Espessura Angular	eg	4,29
Raio do Pé	r	0,50
Largura a ser utilizada	L	24,00

**Critério de resistência:**

$$\sigma = C_p \cdot (F_t / C_v \cdot b \cdot d \cdot I)^{1/2}$$

C<sub>p</sub>: Pinhão e coroa de aço

191,00

F<sub>t</sub>

1,77

$K_v$   
 0,73  
 $b$   
 24,00  
 $d_5$   
 78,00  
 $I = ((\cos(\alpha) \sin(\alpha))) / 2 * (i / (i + 1))$   
 0,06

Tensão de compressão superficial:  
 853,88

Tensão de compressão superficial <  
 $Sh / Nse$

Onde  $Sh = (Cl.Ch / Ct.Cr).Sc$

$Sc = 2,76. HB - 70$

1296,20

$Cl$ : para ciclo  $> 10^6$

1,10

$Ch$ : Dentes reto

1,00

$Ct$ : temp  $< 120$

1,00

$Cr$ :  $r < 0,99$

0,80

Logo,  $Sh$  será:

1782,28

Fator de segurança global,  $ng = Sh / \text{tensão de compressão superficial}$   
 admitida:

2,09

Fator de segurança final,  $n = ng / Ko.Km$ :

$Ko$ : fonte de potência e equipamento movido uniformes

1,00

$Km$ : MONTAGEM MENOS RÍGIDAS, ENGRENAGENS MENOS PRECISAS MAS COM CONTATO  
 EM TODA A SUPERFÍCIE DO DENTE

1,60

<b>n será:</b>	1,30	OK
----------------	------	----

## ***DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS – Critério de Desgaste - Eng 1-2***

$$\sigma < Se/Nse$$

$$\text{Onde } Se = Ka.Kb.Kc.Kd.Ke.Kf.Se'$$

$$Se' = 0,5 Sut$$

424,00

Ka: Usinado ou laminado a frio

$$Ka = a. Sut^{(b)}, \text{ onde:}$$

a:

$$4,51$$

b:

$$-0,27$$

Ka:

$$0,91$$

Kb: m = 3

$$0,96$$

Kc: confiabilidade 0,95

$$0,87$$

Kd: T<350°

$$1,00$$

Ke: Incluso em J

$$1,00$$

Kf: flexão repetida

$$1,33$$

Se será, em Mpa:

$$424,74$$

Fator de segurança global, ng:

$$2,62$$

Fator de segurança final, n = ng/Ko.Km:

Ko: fonte de potência e equipamento movido uniformes

$$1,00$$

Km: MONTAGEM MENOS RÍGIDAS, ENGRENAGENS MENOS PRECISAS MAS COM CONTATO EM TODA A SUPERFÍCIE DO DENTE

$$1,60$$

**n será:**

$$1,64$$

**OK**

<b>RESULTADOS</b>	módulo $1-2 = 3$	$n_{SE} = 1,3$
	Face [mm] = 24	$n_{SH} = 1,64$
MATERIAL: Aço 1030 Q&T 205 °C	$S_y$ [MPa] = 648	$S_{ut}$ [MPa] = 848 HB = 49

### ***DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS – Critério de Resistência - Eng 3-4***

Tensão de escoamento:

$$\sigma = \frac{F_t}{K_v \times b \times m \times J}$$

Calculando  $K_v$ :

$$K_v = \frac{50}{50 + (200v)^{\frac{1}{2}}}$$

Por tabela, J será:

Quantidade de dentes da motora:

23,00

Quantidade de dentes da movida:

45,00

Precisaremos fazer duas interpolações para encontrarmos os valores:

Por interpolação para movida com 22 dentes e motora com

45:

Valor acima:	Correspondência;
50,00	0,370
Valor abaixo	Correspondência;
35,00	0,363
Por interpolação:	
0,368	

Por interpolação para movida com 21 dentes e motora com

45:

Valor acima:	Correspondência;
50,00	0,380
Valor abaixo	Correspondência;
35,00	0,373

Por interpolação:

0,378

Com isso, teremos, também por interpolação, para 23 dentes na movida:

0,37

$F_t = \text{Pot}/v$

b é o que queremos encontrar,  $b = F_t / (K_v \cdot J \cdot \sigma \cdot m)$   
(mm)



<b>Equações:</b>	<b>1,25</b>	<b>1,50</b>	<b>2,00</b>	<b>3,00</b>
$dp = m.z \text{ (m)}$	0,03	0,03	0,05	0,07
$v = \pi \cdot dp \cdot n / 60 \text{ (m/s)}$	1,07	1,28	1,71	2,57
$F_t = Pot/v \text{ (KN)}$	2,81	2,34	1,75	1,17
$K_v = 50 / (50 + (200v)^{(1/2)})$	0,77	0,76	0,73	0,69
Tensão = $S_y/CS \text{ (MPa)}$	162,00	162,00	162,00	162,00
Fator de Forma (J) - abaixo	0,37	0,37	0,37	0,37
Largura do dente, $b = F_t / K_v \cdot J \cdot \sigma \cdot m \text{ (mm)}$	48,38	34,32	20,03	9,44
Verificação, $p = \pi \cdot d / z \text{ (mm)}$	3,93	4,71	6,28	9,42
3p	11,78	14,14	18,85	28,27
5p	19,63	23,56	31,42	47,12
Avaliação $3p < b < 5p$	NÃO	NÃO	OK	EXCESSO

### Dimensões engrenagem 3:

Engrenagem Cilíndrica de Dentes Retos		
Dimensão	Sigla	Valor
<b>Módulo</b>	<b>M</b>	<b>3,00</b>
<b>Número de dentes</b>	<b>Z</b>	<b>23,00</b>
<b>Ângulo de Pressão [°]</b>	<b><math>\theta</math></b>	<b>20,00</b>
Ângulo de Pressão [rad]	$\theta$	0,35
Cabeça do dente ou adendo	a	3,00
Pé do dente ou dedendo	d	3,75
Diâmetro Primitivo	dp	69,00
Diâmetro Externo	de	75,00
Diâmetro Interno	di	61,50
Diâmetro de Base	db	64,84
Passo da Engrenagem	p	9,42
Espessura do Dente	e	4,71
Espessura Angular	eg	7,83
Raio do Pé	r	0,50
<b>Largura a ser utilizada</b>	<b>L</b>	<b>31,00</b>

### Dimensões engrenagem 4:

Engrenagem Cilíndrica de Dentes Retos		
Dimensão	Sigla	Valor
<b>Módulo</b>	<b>M</b>	<b>3,00</b>
<b>Número de dentes</b>	<b>Z</b>	<b>45,00</b>
<b>Ângulo de Pressão [°]</b>	<b><math>\theta</math></b>	<b>20,00</b>
Ângulo de Pressão [rad]	$\theta$	0,35
Cabeça do dente ou adendo	a	3,00
Pé do dente ou dedendo	d	3,75
Diâmetro Primitivo	dp	135,00
Diâmetro Externo	de	141,00

Diâmetro Interno	di	127,50
Diâmetro de Base	db	126,86
Passo da Engrenagem	p	9,42
Espessura do Dente	e	4,71
Espessura Angular	eg	4,00
Raio do Pé	r	0,50
Largura a ser utilizada	L	31,00

Nessas engrenagens utilizaremos a mesma largura que nas engrenagens 9 e 10 já que os pares serão idênticos. Isso irá reduzir os custos de fabricação.

#### **Critério de resistência:**

$$\sigma = C_p \cdot (F_t / C_v \cdot b \cdot d_1 \cdot I)^{1/2}$$

C<sub>p</sub>: Pinhão e coroa de aço  
191,00

F<sub>t</sub>  
1,75

K<sub>v</sub>  
0,73

b  
31,00  
d<sub>1</sub>  
69,00

$I = ((\cos(\alpha) \cdot \sin(\alpha))) / 2 \cdot (i / (i+1))$   
0,11

Tensão de compressão superficial:  
620,82

Tensão de compressão superficial <  
Sh/Nse

Onde Sh = (Cl.Ch/Ct.Cr).Sc

Sc = 2,76. HB - 70  
1296,20

Cl: para ciclo >10<sup>6</sup>  
1,10

Ch:Dentes reto

1,00

Ct: temp <120

1,00

Cr: r<0,99

0,80

Logo, Sh será:

1782,28

Fator de segurança global,  $n_g = Sh/\text{tensão de compressão superficial admitida}$ :

2,87

Fator de segurança final,  $n = n_g/K_o.K_m$ :

Ko:fonte de potência e equipamento movido uniformes

1,00

Km: MONTAGEM MENOS RÍGIDAS, ENGRENAGENS MENOS PRECISAS MAS COM CONTATO EM TODA A SUPERFÍCIE DO DENTE

1,60

**n será:**

1,79

OK

### ***DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS – Critério de Desgaste - Eng 3-4***

**Critério de desgaste:**

$$\sigma < S_e/N_s e$$

$$\text{Onde } S_e = K_a.K_b.K_c.K_d.K_e.K_f.S_e'$$

$$S_e' = 0,5 S_{ut}$$

424,00

Ka: Usinado ou laminado a frio

$K_a = a \cdot S_{ut}^{(b)}$ , onde:

a:

4,51

b:

-0,27

Ka:

0,91

Kb: m =3  
0,96

Kc: confiabilidade 0,95  
0,87

Kd: T<350°  
1,00

Ke: Incluso em J  
1,00

Kf: flexão repetida  
1,33  
Se será, em Mpa:  
424,74

Fator de segurança global, ng:  
2,62

Fator de segurançafinal, n = ng/Ko.Km:

Ko:fonte de potência e equipamento movido uniformes  
1,00

Km: MONTAGEM MENOS RÍGIDAS, ENGRENAGENS MENOS PRECISAS MAS COM  
CONTATO EM TODA A SUPERFÍCIE DO DENTE  
1,60

**n será:**

1,64

OK

<b>RESULTADOS</b>	módulo $m_{3-4} = 3$	$n_{SE} = 1,79$	
	Face [mm] = 31	$n_{SH} = 1,64$	
MATERIAL: Aço 1030 Q&T 205 °C	$S_y$ [MPa] = 648	$S_{ut}$ [MPa] = 848	HB = 495

### ***DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS – Critério de Resistência - Eng 5-6***

Tensão de escoamento:

$$\sigma = \frac{Ft}{Kv \times b \times m \times J}$$

Calculando Kv:

$$\sigma = \frac{Ft}{Kv \times b \times m \times J}$$

Por tabela, J será:

Quantidade de dentes da motora:

30,00

Quantidade de dentes da movida:

38,00

Por interpolação para movida com 30 dentes e motora com 38:

Valor acima:

Correspondência;

50,00

0,404

Valor abaixo

Correspondência;

35,00

0,395

Por interpolação:

0,402

$F_t = P_{ot}/v$

b é o que queremos encontrar,  $b = F_t/K_v.J.\sigma.m$   
(mm)

<b>Equações:</b>	<b>1,50</b>	<b>1,75</b>	<b>2,00</b>
$dp = m.z$ (m)	0,05	0,05	0,06
$v = \pi \cdot dp \cdot n/60$ (m/s)	1,67	1,95	2,23
$F_t = P_{ot}/v$ (KN)	1,79	1,54	1,34
$K_v = 50/(50 + (200v)^{(1/2)})$	0,73	0,72	0,70
Tensão = $S_y/CS$ (MPa)	162,00	162,00	162,00
Fator de Forma (J) - abaixo	0,40	0,40	0,40
Largura do dente, $b = F_t/K_v.J.\sigma.m$ (mm)	27,22	20,43	15,95
Verificação, $p = \pi \cdot d/z$ (mm)	4,71	5,50	6,28
3p	14,14	16,49	18,85
5p	23,56	27,49	31,42
Avaliação $3p < b < 5p$	NÃO	OK	EXCESSO

#### Dimensões engrenagem 5:

Engrenagem Cilíndrica de Dentes Retos		
Dimensão	Sigla	Valor
Módulo	M	3,00
Número de dentes	Z	30,00
Ângulo de Pressão [°]	$\theta$	20,00
Ângulo de Pressão [rad]	$\theta$	0,35
Cabeça do dente ou adendo	a	3,00
Pé do dente ou dedendo	d	3,75
Diâmetro Primitivo	dp	90,00
Diâmetro Externo	de	96,00

Diâmetro Interno	di	82,50
Diâmetro de Base	db	84,57
Passo da Engrenagem	p	9,42
Espessura do Dente	e	4,71
Espessura Angular	eg	6,00
Raio do Pé	r	0,50
Largura a ser utilizada	L	21,00

#### Dimensões engrenagem 6:

Engrenagem Cilíndrica de Dentes Retos		
Dimensão	Sigla	Valor
Módulo	M	3,00
Número de dentes	Z	38,00
Ângulo de Pressão [°]	$\theta$	20,00
Ângulo de Pressão [rad]	$\theta$	0,35
Cabeça do dente ou adendo	a	3,00
Pé do dente ou dedendo	d	3,75
Diâmetro Primitivo	dp	114,00
Diâmetro Externo	de	120,00
Diâmetro Interno	di	106,50
Diâmetro de Base	db	107,12
Passo da Engrenagem	p	9,42
Espessura do Dente	e	4,71
Espessura Angular	eg	4,74
Raio do Pé	r	0,50
Largura a ser utilizada	L	21,00

#### Critério de resistência:

$$\sigma = C_p \cdot (F_t / C_v \cdot b \cdot d_3 \cdot l)^{(1/2)}$$

Cp: Pinhão e coroa de aço  
191,00

Ft  
1,54

Kv  
0,72

b  
21,00

d3  
90,00

$I = ((\cos(\alpha) \cdot \sin(\alpha))) / 2 * (i / (i+1))$   
0,09

Tensão de compressão superficial:  
678,93

Tensão de compressão superficial <  
 $Sh / Nse$

Onde  $Sh = (Cl \cdot Ch / Ct \cdot Cr) \cdot Sc$

$Sc = 2,76 \cdot HB - 70$   
1296,20

Cl: para ciclo  $> 10^6$   
1,10

Ch: Dentes reto  
1,00

Ct: temp  $< 120$   
1,00

Cr:  $r < 0,99$   
0,80

Logo, Sh será:  
1782,28

Fator de segurança global,  $ng = Sh / \text{tensão de compressão superficial admitida}$ :  
2,63

Fator de segurança final,  $n = ng / Ko \cdot Km$ :

Ko: fonte de potência e equipamento movido uniformes  
1,00

Km: MONTAGEM MENOS RÍGIDAS, ENGRENAGENS MENOS PRECISAS MAS COM CONTATO EM TODA A SUPERFÍCIE DO DENTE  
1,60

<b>n será:</b>
1,64 OK

## ***DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS – Critério de Desgaste - Eng 5-6***

### **Critério de desgaste:**

$$\sigma < S_e / N_s e$$

$$\text{Onde } S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S_e'$$

$$S_e' = 0,5 S_{ut}$$

424,00

K<sub>a</sub>: Usinado ou laminado a frio

$$K_a = a \cdot S_{ut}^{(b)}, \text{ onde:}$$

a:

$$4,51$$

b:

$$-0,27$$

K<sub>a</sub>:

$$0,91$$

K<sub>b</sub>: m = 3

$$0,96$$

K<sub>c</sub>: confiabilidade 0,95

$$0,87$$

K<sub>d</sub>: T < 350°

$$1,00$$

K<sub>e</sub>: Incluso em J

$$1,00$$

K<sub>f</sub>: flexão repetida

$$1,33$$

S<sub>e</sub> será, em Mpa:

$$424,74$$

Fator de segurança global, n<sub>g</sub>:

$$2,62$$

Fator de segurança final, n = n<sub>g</sub> / K<sub>o</sub> · K<sub>m</sub>:

K<sub>o</sub>: fonte de potência e equipamento movido uniformes

$$1,00$$



Km: MONTAGEM MENOS RÍGIDAS, ENGRENAGENS MENOS PRECISAS MAS COM CONTATO EM TODA A SUPERFÍCIE DO DENTE  
1,60

n será:	
	1,64 OK

<b>RESULTADOS</b>	módulo <sub>5-6</sub> = 3	n <sub>SE</sub> = 1,64
	Face [mm] = 21	n <sub>SH</sub> = 1,64
MATERIAL: Aço 1030 Q&T 205 °C	S <sub>y</sub> [MPa] = 648	S <sub>ut</sub> [MPa] = 848 HB = 495

### ***DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS – Critério de Resistência - Eng 7-8***

Tensão de escoamento:

$$\sigma = \frac{Ft}{Kv \times b \times m \times J}$$

Calculando Kv:

$$Kv = \frac{50}{50 + (200v)^{\frac{1}{2}}}$$

Por tabela, J será:

Quantidade de dentes da motora:

34,00

Quantidade de dentes da movida:

34,00

Por interpolação para movida com 34 dentes e motora com 34:

Valor acima:	Correspondência;
25,00	0,397
Valor abaixo	Correspondência;
35,00	0,406

Por interpolação:

0,405

$$Ft = Pot/v$$

b é o que queremos encontrar,  $b = Ft / Kv \cdot J \cdot \sigma \cdot m$   
(mm)

<b>Equações:</b>	<b>2,00</b>	<b>3,00</b>	<b>4,00</b>
$dp = m.z \text{ (m)}$	0,07	0,10	0,14
$v = \pi \cdot dp \cdot n / 60 \text{ (m/s)}$	1,29	1,94	2,58
$F_t = P_{ot} / v \text{ (KN)}$	2,32	1,55	1,16
$K_v = 50 / (50 + (200v)^{(1/2)})$	0,76	0,72	0,69
Tensão = $S_y / C_S \text{ (MPa)}$	162,00	162,00	162,00
Fator de Forma (J) - abaixo	0,41	0,41	0,41
Largura do dente, $b = F_t / K_v \cdot J \cdot \sigma \cdot m \text{ (mm)}$	25,58	11,99	7,04
Verificação, $p = \pi \cdot d / z \text{ (mm)}$	6,28	9,42	12,57
3p	18,85	28,27	37,70
5p	31,42	47,12	62,83
Avaliação $3p < b < 5p$	OK	EXCESSO	NÃO

### Dimensões engrenagens 7 e 8

Engrenagem Cilíndrica de Dentes Retos		
Dimensão	Sigla	Valor
Módulo	M	3,00
Número de dentes	Z	34,00
Ângulo de Pressão [°]	$\theta$	20,00
Ângulo de Pressão [rad]	$\theta$	0,35
Cabeça do dente ou adendo	a	3,00
Pé do dente ou dedendo	d	3,75
Diâmetro Primitivo	dp	102,00
Diâmetro Externo	de	108,00
Diâmetro Interno	di	94,50
Diâmetro de Base	db	95,85
Passo da Engrenagem	p	9,42
Espessura do Dente	e	4,71
Espessura Angular	eg	5,29
Raio do Pé	r	0,50
Largura a ser utilizada	L	26,00

### Critério de fadiga superficial:

$$\sigma = C_p \cdot (F_t / C_v \cdot b \cdot d \cdot l)^{(1/2)}$$

$C_p$ : Pinhão e coroa de aço  
191,00

$F_t$   
2,32

$K_v$   
0,76

b

26,00

d7 e d8

102,00

$I = ((\cos(\alpha) \sin(\alpha))) / 2 * (i / (i+1))$

0,08

Tensão de compressão superficial:

724,79

Tensão de compressão superficial <  
Sh/Nse

Onde Sh = (Cl.Ch/Ct.Cr).Sc

Sc = 2,76. HB - 70

1296,20

Cl: para ciclo  $>10^6$

1,10

Ch:Dentes reto

1,00

Ct: temp <120

1,00

Cr: r<0,99

0,80

Logo, Sh será:

1782,28

Fator de segurança global, ng= Sh/tensão de compressão superficial  
admitida:

2,46

Fator de segurança final, n = ng/Ko.Km:

Ko:fonte de potência e equipamento movido uniformes

1,00

Km: MONTAGEM MENOS RÍGIDAS, ENGRENAGENS MENOS PRECISAS MAS COM CONTATO  
EM TODA A SUPERFÍCIE DO DENTE

1,60

n será:

1,54 OK

### ***DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS – Critério de Desgaste - Eng 7-8***

#### **Critério de desgaste:**

$$\sigma < S_e / N_{se}$$

$$\text{Onde } S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S_e'$$

$$S_e' = 0,5 S_{ut} \\ 424,00$$

Ka: Usinado ou laminado a frio

$$K_a = a \cdot S_{ut}^{(b)}, \text{ onde:}$$

a:

$$4,51$$

b:

$$-0,27$$

Ka:

$$0,76$$

Kb: m = 3

$$0,96$$

Kc: confiabilidade 0,95

$$0,87$$

Kd: T < 350°

$$1,00$$

Ke: Incluso em J

$$1,00$$

Kf: flexão repetida

$$1,33$$

Se será, em Mpa:

$$353,47$$

Fator de segurança global, ng:

$$2,18$$

Fator de segurança final, n = ng / Ko.Km:

Ko: fonte de potência e equipamento movido uniformes

1,00

Km: MONTAGEM MENOS RÍGIDAS, ENGRENAGENS MENOS PRECISAS MAS COM CONTATO EM TODA A SUPERFÍCIE DO DENTE

1,60

<b>n será:</b>
1,36 OK

<b>RESULTADOS</b>	módulo $m = 3$	$n_{SE} = 1,54$
	Face [mm] = 26	$n_{SH} = 1,36$
MATERIAL: Aço 1030 Q&T 205 °C	$S_y$ [MPa] = 648	$S_{ut}$ [MPa] = 848 HB = 495

### ***DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS – Critério de Resistência - Eng 9-10***

Tensão de escoamento:

$$\sigma = \frac{F_t}{K_v \times b \times m \times J}$$

Calculando  $K_v$ :

Para dente de pouca precisão:

$$\sigma = \frac{F_t}{K_v \times b \times m \times J}$$

Por tabela, J será:

Quantidade de dentes da motora:

45,00

Quantidade de dentes da movida:

23,00

Precisaremos fazer duas interpolações para encontrarmos os valores:

Por interpolação para movida com 22 dentes e motora com 45:

Valor acima: Correspondência;

50,00 0,370

Valor abaixo: Correspondência;

35,00 0,363

Por interpolação:

0,365

Por interpolação para movida com 21 dentes e motora com 45:

Valor acima: Correspondência;

50,00 0,380

Valor abaixo: Correspondência;

35,00 0,373

Por interpolação:  
0,375

Com isso, teremos, também por interpolação, para 23 dentes na movida:  
0,37

$$F_t = P_{ot}/v$$

b é o que queremos encontrar,  $b = F_t / K_v \cdot J \cdot \sigma \cdot m$  (mm)

<b>Equações:</b>	<b>2,00</b>	<b>3,00</b>	<b>4,00</b>
$d_p = m \cdot z$ (m)	0,05	0,07	0,09
$v = \pi \cdot d_p \cdot n / 60$ (m/s)	0,45	0,67	0,89
$F_t = P_{ot}/v$ (KN)	6,72	4,48	3,36
$K_v = 50 / (50 + (200v)^{1/2})$	0,84	0,81	0,79
Tensão = $S_y / C_S$ (MPa)	162,00	162,00	162,00
Fator de Forma (J) - abaixo	0,37	0,37	0,37
Largura do dente, $b = F_t / K_v \cdot J \cdot \sigma \cdot m$ (mm)	66,56	30,64	17,74
Verificação, $p = \pi \cdot d / z$ (mm)	6,28	9,42	12,57
3p	18,85	28,27	37,70
5p	31,42	47,12	62,83
Avaliação $3p < b < 5p$	NÃO	OK	NÃO

**Dimensões:**

#### Engrenagem 9:

Engrenagem Cilíndrica de Dentes Retos		
Dimensão	Sigla	Valor
Módulo	M	3,00
Número de dentes	Z	23,00
Ângulo de Pressão [°]	$\theta$	20,00
Ângulo de Pressão [rad]	$\theta$	0,35
Cabeça do dente ou adendo	a	3,00
Pé do dente ou dedendo	d	3,75
Diâmetro Primitivo	$d_p$	69,00
Diâmetro Externo	$d_e$	75,00
Diâmetro Interno	$d_i$	61,50
Diâmetro de Base	$d_b$	64,84
Passo da Engrenagem	p	9,42
Espessura do Dente	e	4,71
Espessura Angular	eg	7,83
Altura do dente	h	6,75
Raio do Pé	r	0,50
Largura do Dente	L	30,64
Largura do Dente a ser utilizada	L	31,00

**Engrenagem 10:**

Engrenagem Cilíndrica de Dentes Retos		
Dimensão	Sigla	Valor
Módulo	M	3,00
Número de dentes	Z	45,00
Ângulo de Pressão [°]	$\theta$	20,00
Ângulo de Pressão [rad]	$\theta$	0,35
Cabeça do dente ou adendo	a	3,00
Pé do dente ou dedendo	d	3,75
Diâmetro Primitivo	dp	135,00
Diâmetro Externo	de	141,00
Diâmetro Interno	di	127,50
Diâmetro de Base	db	126,86
Passo da Engrenagem	p	9,42
Espessura do Dente	e	4,71
Espessura Angular	eg	4,00
Altura do dente	h	6,75
Raio do Pé	r	0,50
Largura do Dente	L	64,84
Largura do Dente a ser utilizada	L	31,00

**Verificação para engrenagem 9:****Critério de fadiga superficial:**

$$\sigma = C_p \cdot (F_t / C_v \cdot b \cdot d_1 \cdot I)^{1/2}$$

C<sub>p</sub>: Pinhão e coroa de aço  
191,00

F<sub>t</sub>  
3,36

C<sub>v</sub> = K<sub>v</sub>  
0,81

b  
31,00

d<sub>1</sub>  
69,00

$I = ((\cos(\alpha) \cdot \sin(\alpha))) / 2 \cdot (i / (i+1))$   
0,11

Tensão de compressão superficial:  
814,98

Tensão de compressão superficial  $< Sh/Nse$

Onde  $Sh = (Cl.Ch/Ct.Cr).Sc$

$Sc = 2,76. HB - 70$   
1296,20  
Cl: para ciclo  $>10^6$   
1,10  
Ch:Dentes reto  
1,00

Ct: temp  $<120$   
1,00

Cr:  $r < 0,99$   
0,80

Logo, Sh será:  
1782,28

Fator de segurança global,  $ng = Sh/\text{tensão de compressão superficial admitida}$ :  
2,19

Fator de segurança final,  $n = ng/Ko.Km$ :

Ko: fonte de potência e equipamento movido uniformes  
1,00

Km: MONTAGEM MENOS RÍGIDAS, ENGRENAGENS MENOS PRECISAS MAS COM  
CONTATO EM TODA A SUPERFÍCIE DO DENTE  
1,60

Colunas1	Colunas2	Colunas3
n será:	1,37	OK

### ***DIMENSIONAMENTO DAS ENGRENAGENS – Critério de Desgaste - Eng 9-10***

#### **Critério de desgaste**

$\sigma < Se/Nse$

Onde  $Se = Ka.Kb.Kc.Kd.Ke.Kf.Se'$



$S_e' = 0,5 S_{ut}$   
424,00

Ka: Usinado ou laminado a frio

$K_a = a \cdot S_{ut}^b$ , onde:

a:

4,51

b:

-0,27

Ka:

0,76

Kb: m =3

0,96

Kc: confiabilidade 0,95

0,87

Kd:  $T < 350^\circ$

1,00

Ke: Incluso em J

1,00

Kf: flexão repetida

1,33

Se será, em Mpa:

353,47

Fator de segurança global, ng:

2,18

Fator de segurança final, n = ng/Ko.Km:

Ko: fonte de potência e equipamento movido uniformes

1,00

Km: MONTAGEM MENOS RÍGIDAS, ENGRENAGENS MENOS PRECISAS MAS COM CONTATO EM TODA A SUPERFÍCIE DO DENTE

1,60

Colunas1	Colunas2	Colunas3
n será:		
	1,36	OK

**RESULTADOS**

módulo 9-10 = 3

 $n_{SE} = 1,37$ 

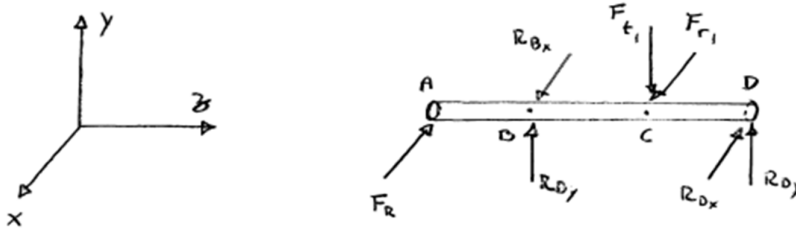
Face [mm] = 31

 $n_{SH} = 1,36$ 

MATERIAL: Aço 1030 Q&amp;T 205 °C

 $S_y$  [MPa] = 648 $S_{ut}$  [MPa] = 848

HB = 495

**DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS****Diagramas - Eixo II**- Eixo II:

$$\sum M_{Dy} = 0 : -F_R(AB) - F_{r1}(BC) + R_{Dx}(BD) = 0$$

$$R_{Dx} = \frac{F_R(AB) + F_{r1}(BC)}{(BD)}$$

$$\sum F_x = 0 : -F_R + R_{Bx} + F_{r1} - R_{Dx} = 0$$

$$R_{Bx} = R_{Dx} + F_R - F_{r1}$$

$$\sum M_{Bx} = 0 : -F_{t1}(BC) + R_{Dy}(BD) = 0$$

$$R_{Dy} = \frac{F_{t1}(BC)}{(CD)}$$

$$\sum F_y = 0 : R_{By} - F_{t1} + R_{Dy} = 0$$

$$R_{By} = F_{t1} - R_{Dy}$$

Momentos Flutuantes no ponto B:

$$M_{By} = -F_R \cdot (AB)$$

$$M_{Bx} = 0$$

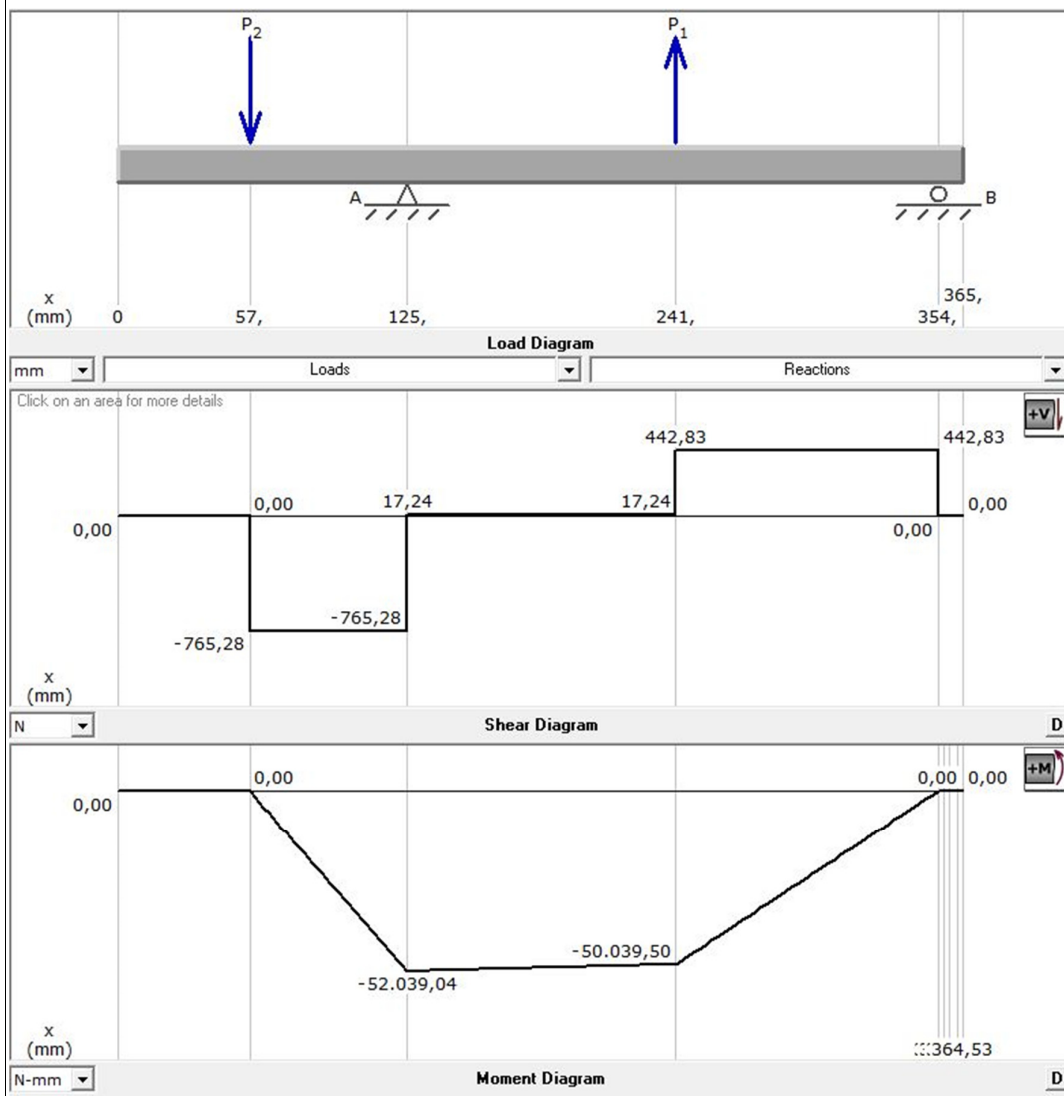
No ponto C:

$$M_{Cy} = R_{Dx} \cdot (CD)$$

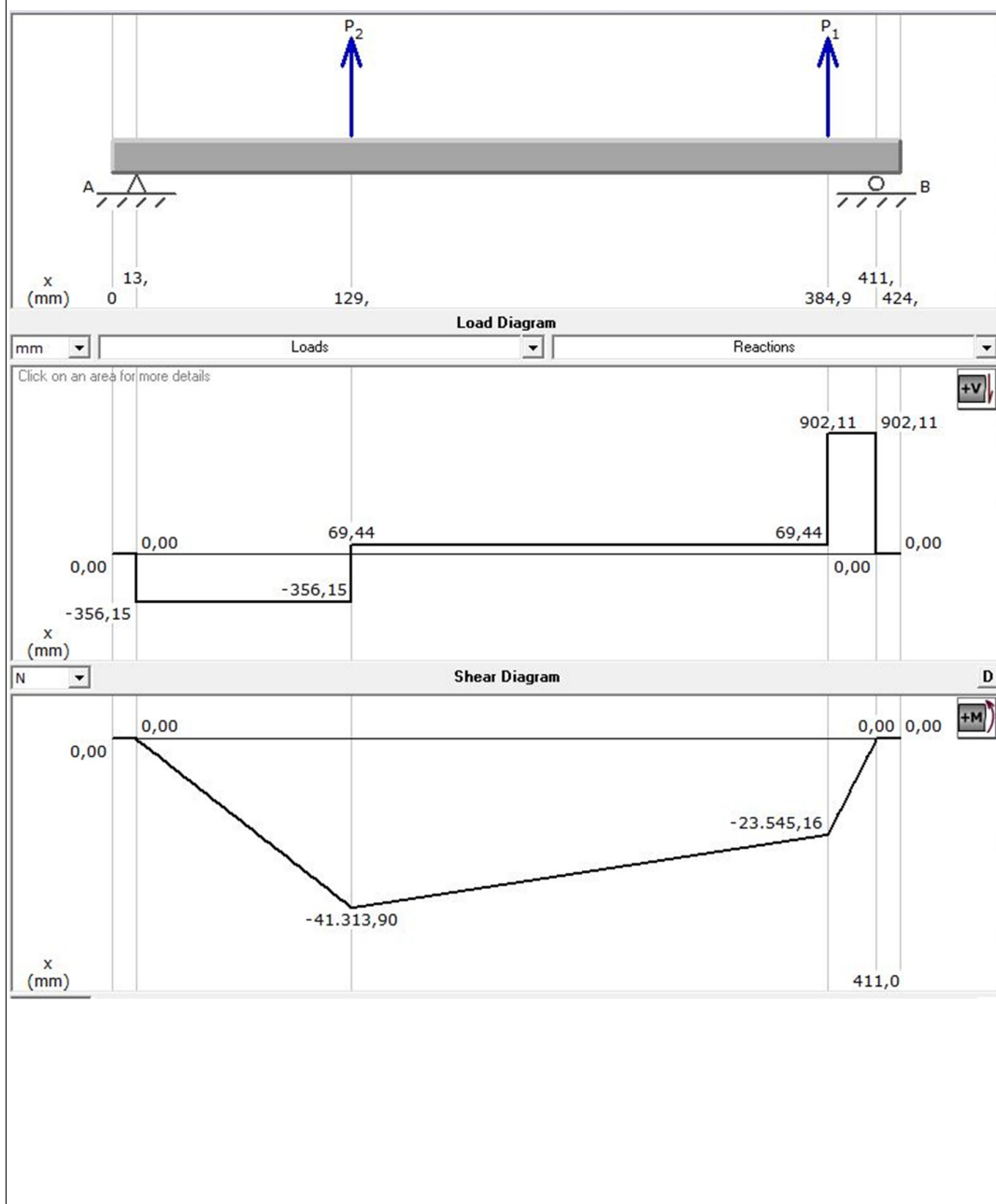
$$M_{Cx} = R_{Dy} \cdot (CD)$$

$$\text{Pontos A e B} = 0$$

Eixo II – plano xz:



Eixo II – plano yz:



## ***DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS***

### ***Cálculos - Eixo II***

Carga na polia (N):

765,2863027

Carga na engrenagem:

$F_{t1} = 2 \cdot T / d_{p2}$  (N)

1169,540304

$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan(\text{ângulo})$  (N)

425,5906

Distância de A a B (m)

0,068

Dist.de B a C (m)

0,116

Dist. de C a D(mm)

0,113

$R_{dx}$  (N)

549,8384367

$R_{dy}$  (N)

594,5708

$R_{bx}$  (N)

889,5340959

$R_{by}$  (N)

574,9695

Momento fletor no plano yz:

	Mom. Fletor (N.m)	Distância (m)
Ponto A	0	0
Ponto B	0	0,078
Ponto C	52,3222277	0,169
Ponto D	0	0,257

Momento fletor no plano xz:

	Mom. Fletor (N.m)	Distância (m)
Ponto A	0	0
Ponto B	-59,6923316	0,078
Ponto C	-48,3857824	0,169
Ponto D	0	0,257

Momento Fletor Resultante (N.m):

	Mom. Fletor (N.m)	Distância (m)
Ponto A	0	0
Ponto B	59,69233161	0,169
Ponto C	71,26569618	0,078
Ponto D	0	0,257

Ponto C é crítico:

$M_a$ (N.m)

$T_m$  (N.m)

71,26569618	40,34914
<b>MATERIAL DO EIXO: AÇO SAE 1050 CD:</b>	
<b>Sut (Mpa)</b>	<b>Sy (Mpa)</b>
<b>690</b>	<b>580</b>

### Critério de dimensionamento - Carregamento Dinâmico

Sut (Mpa)	Sy (Mpa)	Se' (Mpa) = 0.5*(Sut)
690	580	345

$K_a = a \cdot S_{ut}^b$  - Usinado ou laminado a frio

a

4,51

b

-0,265

$K_a = a \cdot S_{ut}^b$  - Usinado ou laminado a frio

0,797777

$K_b = 1.24 \cdot d^{-0.107}$

0,942388

Kc: para confiabilidade de 99% é:

1

Kd: Temperatura de trabalho ambiente

1

Ke: teremos 3 pontos potencialmente críticos:

1° -Entalhe + menor diâmetro - ponto I:

Mi

47,83039

$K_{e1} = 1 / (1 + q(K_t - 1))$

onde:

$r = d \cdot \text{razão}$

0,65

Para Sut = 690 Mpa e r =1,6, q será:

0,8

Pela tabela do Shigley, para entalhe com r/d = 0,05, Kt será:

1,7

Logo, Ke3 será:

0,641026

2° - Rasgo de chaveta

Mc já foi encontrado:

71,2657

$Ke2 = 1 / Kf^*$

Onde  $Kf^*$  é, para canto vivo e para flexão:

1,6

Ke2 será:

0,625

3° - Variação de seção:

$Mj$

71,55427

$Ke3 = 1 / (1 + q(Kt - 1))$

onde:

$D = d \cdot \text{razão}$

15,6

$r = D/10$

1,56

Para  $Sut = 690 \text{ Mpa}$  e  $r = 1,92$ ,  $q$  será:

0,82

Pela tabela do Shigley, para  $D1/D = 1,2$  e  $r/D = 0,05$ ,  $Kt$  será:

1,7

Logo,  $Ke1$  será:

0,635324

Sendo:

$Se \text{ (Mpa)} = ka \cdot kb \cdot kc \cdot kd \cdot ke \cdot Se'$

$Tm \text{ (Nm)}$

$n$

$p1$

$Se' = 0,5 \cdot Sut$

40,34914

1,5

3,141593

345

Teremos então, para cada ponto crítico, um diâmetro:

Ponto I:

$Ke1$

$Mi$

0,635324

47,83039

Dessa forma,  $Se$  será, em Mpa:

164,788

Diâmetro  $(d) = ((32 \cdot n / \pi) \cdot ((Ma/Se)^2 + (Tm/Sy)^2)^{1/2})^{1/3}$

Diameter (m):

0,014079

Em (mm):

14,07903

Ponto C:

$Ke2$

$Mb$

0,625

71,2657

Dessa forma,  $Se$  será, em Mpa:

162,1102

$$\text{Diâmetro (d)} = ((32 \cdot n / \pi) \cdot ((M_a / S_e)^2 + (T_m / S_y)^2)^{1/2})^{1/3}$$

Diameter (m):	Em (mm):
0,017039	17,03949

Ponto J:

Ke3	Mj
0,641026	71,55427

Dessa forma, Se será, em Mpa:  
166,2669

$$\text{Diâmetro (d)} = ((32 \cdot n / \pi) \cdot ((M_a / S_e)^2 + (T_m / S_y)^2)^{1/2})^{1/3}$$

Diameter (m):	Em (mm):
0,016795	16,79513

O diâmetro mínimo a ser utilizado é:

18

#### Conclusão para Eixo II:

##### Em mm:

Diâmetro "d" :	Padronizado:	r1/D = 0,05, logo r1 será:
18	18	1
D/d = 1,1, Logo, D:	Padronizado:	
19,8	20	r2/d = 0,05, logo r1 será:
D1/D = 1,2, Logo, D1:	Padronizado:	0,9
24	25	

OBS: Após calcularmos o eixo IV, percebemos que a diferença entre ele e o eixo II em termos de diâmetro, é pequena. Portanto, se justifica colocar o diâmetro II igual ao do eixo IV de forma que se facilite a furação da base. Assim, teremos para o eixo II:

##### Em mm:

Diâmetro "d" :	Padronizado:
22	22
D/d = 1,1, Logo, D:	Padronizado:
24,2	25
D1/D = 1,2, Logo, D1:	Padronizado:
30	30

Assim ainda poderei afirmar que estará seguro com a medida, em mm, de:  
20

Torção (°):  $(583,61 \cdot T \cdot L) / (G \cdot d^4)$



0,214229763

Flecha (mm):  $64 * ((F_x * L_x^{(3)})^2 + (F_y * L_y^{(3)})^2)^{1/2} / (3 * \pi * E * d^{(4)})$

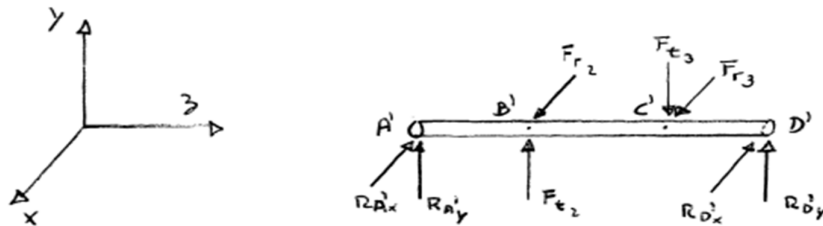
0,03929698

**RESULTADOS** Eixo II:  $d_{\min}$  [mm] = 20  $d_{\text{real}}$  [mm] = 22  
MATERIAL: Aço SAE 1050 CD  $S_y$  [MPa] = 690  $S_{ut}$  [MPa] = 580 HB = 197

## DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS

### Diagramas - Eixo III

- Eixo III:



$$\sum M_{A'y} = 0 : -F_{r2} (AB) - F_{r3} (AC') + R_{Dx} (A'D') = 0$$

$$R_{Dx} = \frac{F_{r2} (AB) + F_{r3} (AC')}{(A'D')}$$

$$\sum F_x = 0 : -R_{Ax} + F_{r2} + F_{r3} - R_{Dx} = 0$$

$$R_{Ax} = F_{r2} + F_{r3} - R_{Dx}$$

$$\sum M_{Ax} = 0 : F_{t2} (AB) - F_{t3} (AC') + R_{Dy} (A'D') = 0$$

$$R_{Dy} = \frac{-F_{t2} (AB) + F_{t3} (AC')}{(A'D')}$$

$$\sum F_y = 0 : R_{Ay} + F_{t2} - F_{t3} + R_{Dy} = 0$$

$$R_{Ay} = -F_{t2} + F_{t3} - R_{Dy}$$

Momentos Flexores no ponto B:

$$M_{B'y} = -R_{Ax} (AB)$$

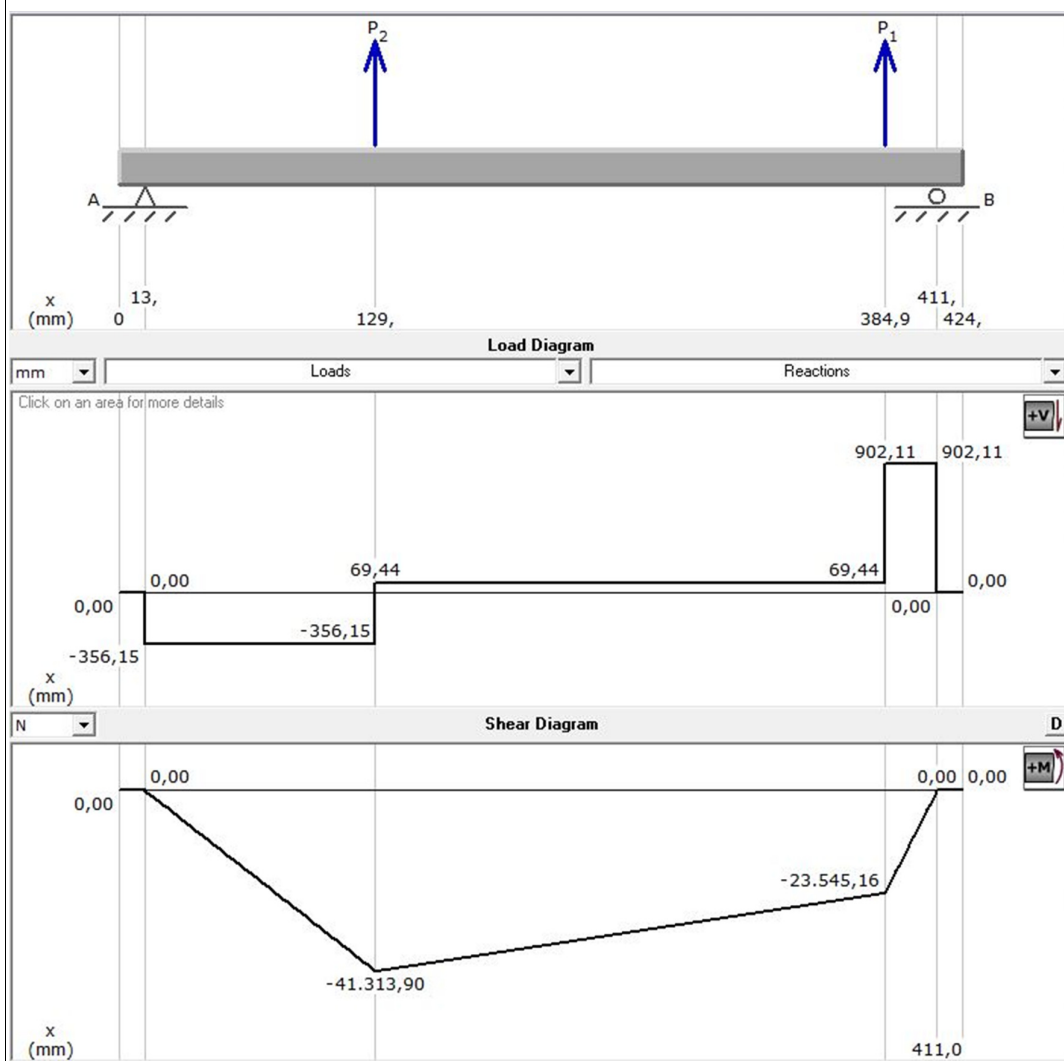
$$M_{B'x} = -R_{Ay} (AB)$$

no ponto C:

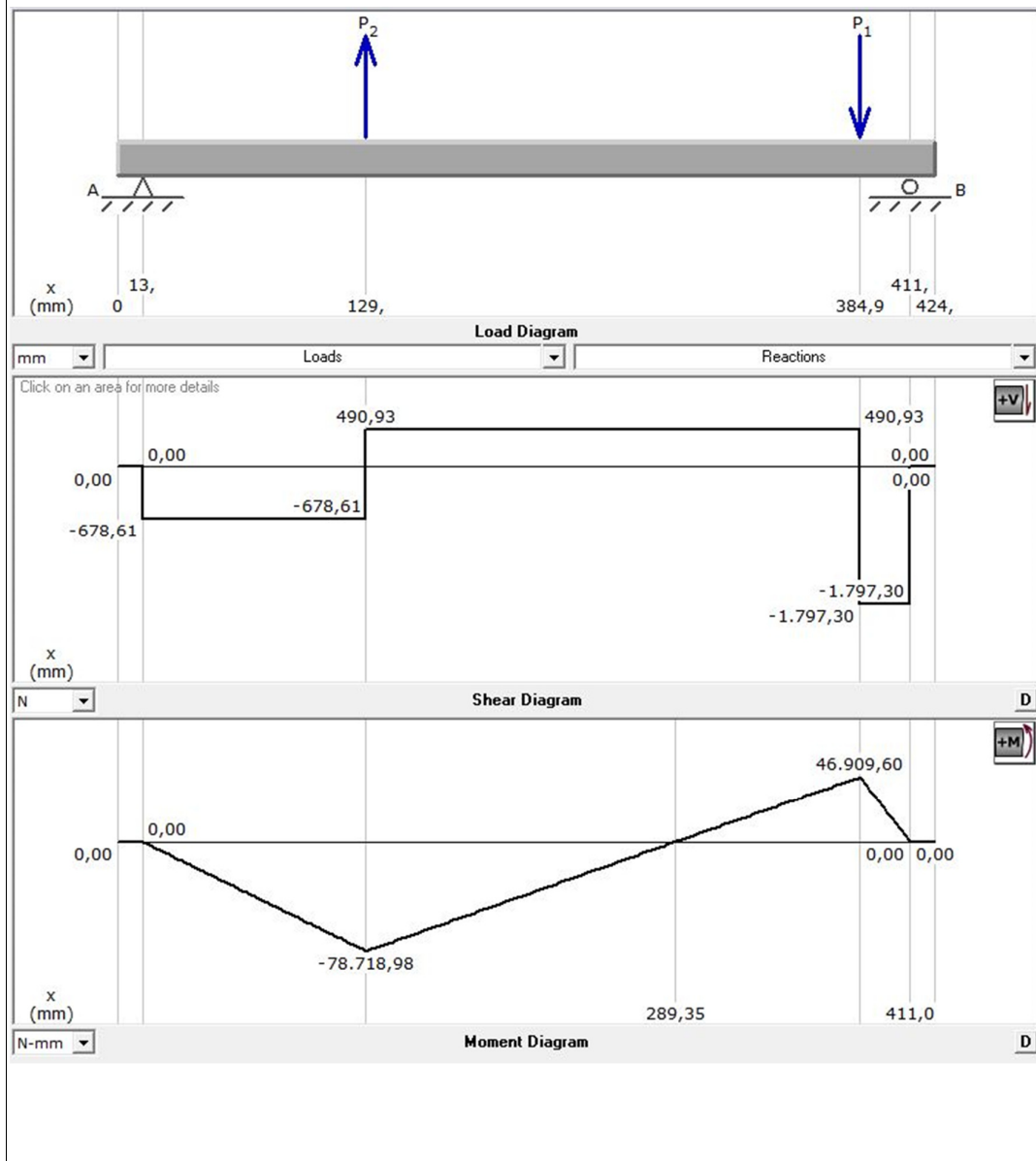
$$M_{C'y} = R_{Dx} (CD)$$

$$M_{C'x} = R_{Dy} (C'D')$$

Eixo III – plano xz:



Eixo III – Plano yz:



## ***DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS***

### ***Cálculos - Eixo III***

Engrenagem

maior:

$$F_{t2} = 2 \cdot T / d_{p2} \text{ (lbf)}$$

$$1169,540304$$

$$F_{r2} = F_t \cdot \tan(\text{angle}) \text{ (lbf)}$$

$$425,5906$$

Engrenagem menor:

$$F_{t3} = 2 \cdot T / d_{p2} \text{ (lbf)}$$

$$F_{r3} = F_t \cdot \tan(\text{angle}) \text{ (lbf)}$$

2288,23103	832,6773	
Distância de A' a B' (m)	Distância de B' a C' (m)	Distância de C' a D' (m)
0,130	0,2559	0,0261

Rd'x (N)	Rd'y (N)
870,6496028	1706,856

Ra'x (N)	Ra'y (N)
387,6183867	-588,166

Momento fletor no eixo yz:

	Mom. Fletor (N.m)	Distância (m)
Ponto A'	0	0
Ponto B'	-52,9349081	0,09
Ponto C'	54,61940388	0,275
Ponto D'	0	0,307

Momento fletor no eixo xz:

	Mom. Fletor (N.m)	Distância (m)
Ponto A'	0	0
Ponto B'	-34,8856548	0,09
Ponto C'	27,86078729	0,275
Ponto D'	0	0,307

Resultant Bending Moment (lbf.in):

	Mom. Fletor (N.m)	Distância (m)
Ponto A'	0	0
Ponto B'	63,39647785	0,09
Ponto C'	61,31478409	0,275
Ponto D'	0	0,307

Ponto C é crítico:

	Tm
Ma(N.m)	(N.m)
61,31478409	78,94397

**MATERIAL DO EIXO: AÇO SAE 1050 CD:**

<b>Sut (Mpa)</b>	<b>Sy (Mpa)</b>
<b>690</b>	<b>580</b>

### Critério de dimensionamento - Carregamento Dinâmico

Sut (Mpa)	Sy (Mpa)	Se' (Mpa) = 0.5*(Sut)
690	580	345

$K_a = a \text{ Sut}^b$  - Usinado ou laminado a frio

a

4,51

b

-0,265

$K_a = a \text{ Sut}^b$  - Usinado ou laminado a frio

0,797777

$K_b = 1.24 \text{ d}^{-0.107}$

0,934945

$K_c$ : para confiabilidade de 99% é:

1

$K_d$ : Temperatura de trabalho ambiente

1

$K_e$ : teremos 3 pontos potencialmente críticos:

1° - Variação de seção:

$M_i$

68,42301

$K_{e3} = 1 / (1 + q(K_t - 1))$

onde:

$D = d \cdot \text{razão}$

16,8

$r = D/10$

1,68

Para Sut = 690 Mpa e  $r = 3$ , q será:

0,95

Pela tabela do Shigley, para  $D_1/D = 1,2$  e  $r/D = 0,05$ ,  $K_t$  será::

1,7

Logo,  $K_{e1}$  será:

0,600601

2° - Rasgo de chaveta

$M_c$  já foi encontrado:

61,31478

$K_{e2} = 1 / K_f^*$

Onde  $K_f^*$  é, para canto vivo e para flexão:

1,6

$K_{e2}$  será:

0,625  
 3° -Entalhe + menor diâmetro - ponto I:  
 $M_j$   
 31,61544  
 $K_{e1} = 1 / (1 + q(K_t - 1))$   
 onde:  
 $r = d \cdot \text{razão}$   
 0,7  
 Para  $S_{ut} = 690 \text{ Mpa}$  e  $r = 2,5$ ,  $q$  será:  
 0,84  
 Pela tabela do Shigley, para entalhe com  $r/d = 0,05$ ,  $K_t$  será:  
 1,7  
 Logo,  $K_{e3}$  será:  
 0,629723

Sendo:

$S_e \text{ (Mpa)} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S_e'$	$T_m \text{ (Nm)}$	$n$	$p_1$	$S_e' = 0,5 \cdot S_{ut}$
	78,94397	1,5	3,141593	345

Teremos então, para cada ponto crítico, um diâmetro:

Ponto I':	
$K_{e1}$	$M_i$
0,600601	68,42301

Dessa forma,  $S_e$  será, em Mpa:  
 154,5512

Diâmetro  $(d) = ((32 \cdot n / \pi) \cdot ((M_a / S_e)^2 + (T_m / S_y)^2)^{1/2})^{1/3}$   
**Diameter (m):** 0,019199      **Em (mm):** 19,19896

Ponto C':	
$K_{e2}$	$M_c$
0,625	61,31478

Dessa forma,  $S_e$  será, em Mpa:  
 160,8298

Diâmetro  $(d) = ((32 \cdot n / \pi) \cdot ((M_a / S_e)^2 + (T_m / S_y)^2)^{1/2})^{1/3}$   
**Diameter (m):** 0,021124      **Em (mm):** 21,12431

Ponto J':

Ke3	Mj	Tj
0,629723	31,61544	0

Dessa forma, Se será, em Mpa:  
162,0452

$$\text{Diâmetro (d)} = ((32 \cdot n / \pi) \cdot ((M_a / S_e)^2 + (T_m / S_y)^2)^{1/2})^{1/3}$$

Diameter (m):	Em (mm):
0,014392	14,3919

O diâmetro mínimo a ser utilizado é:

22

### Conclusão para Eixo III:

#### Em mm:

Diâmetro "d" :	Padronizado:	r1/D = 0,05, logo r1 será:
22	22	1,25
D/d = 1,1, Logo, D:	Padronizado:	r2/d = 0,05, logo r1 será:
24,2	25	1,1
D1/D = 1,2, Logo, D1:	Padronizado:	
30	30	

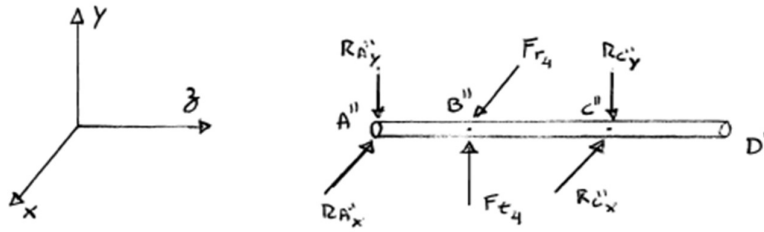
Torção (°): $(583,61 \cdot T \cdot L) / (G \cdot d^4)$	n torção
0,458827573	2,179468
Flecha (mm): $64 \cdot ((F_x \cdot L_x^3)^2 + (F_y \cdot L_y^3)^2)^{1/2} / (3 \cdot \pi \cdot E \cdot d^4)$	n flecha
0,060910245	3,28352

<b>RESULTADOS</b>	Eixo III: $d_{\min}$ [mm] = 21,9	$d_{\text{real}}$ [mm] = 22
MATERIAL: Aço SAE 1050 CD	$S_y$ [MPa] = 690	$S_{ut}$ [MPa] = 580
		HB = 197

## **DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS**

### **Diagramas- Eixo IV**

- Eixo IV :



$$\sum M_{A''_y} = 0 : -F_{t4} (A''B'') + R_{C''_x} (A''C'') = 0$$

$$R_{C''_x} = \frac{F_{t4} (A''B'')}{(A''C'')}$$

$$\sum F_x = 0 : -R_{A''_x} + F_{t4} - R_{C''_x} = 0$$

$$R_{A''_x} = F_{t4} - R_{C''_x}$$

$$\sum M_{A''_x} = 0 : F_{t4} (A''B'') - R_{C''_y} (A''C'') = 0$$

$$R_{C''_y} = \frac{F_{t4} (A''B'')}{(A''C'')}$$

$$\sum F_y = 0 : -R_{A''_y} + F_{t4} - R_{C''_y} = 0$$

$$R_{A''_y} = F_{t4} - R_{C''_y}$$

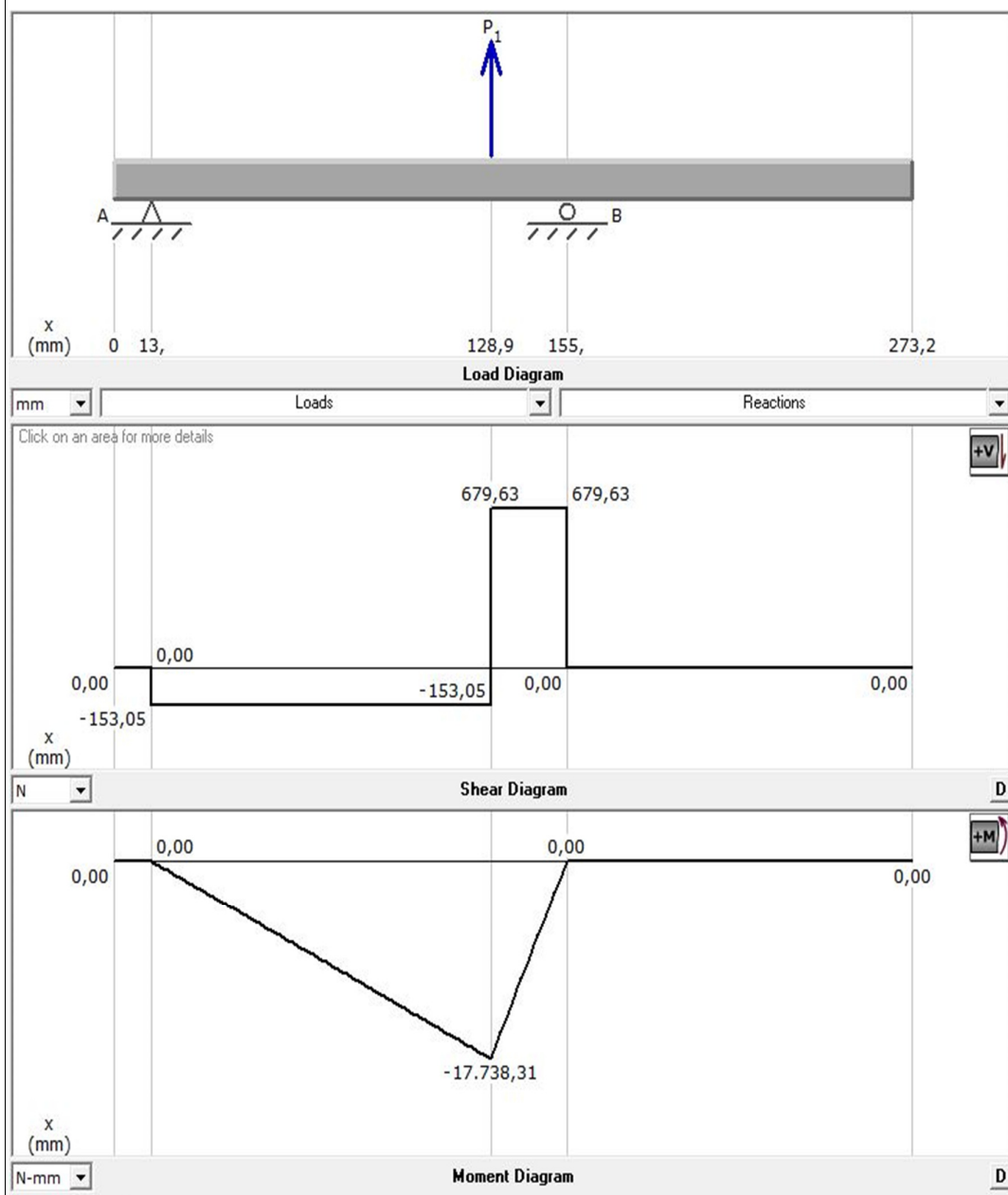
Momentos Flexores no ponto B''

$$M_{B''_y} = -R_{A''_x} (A''B'')$$

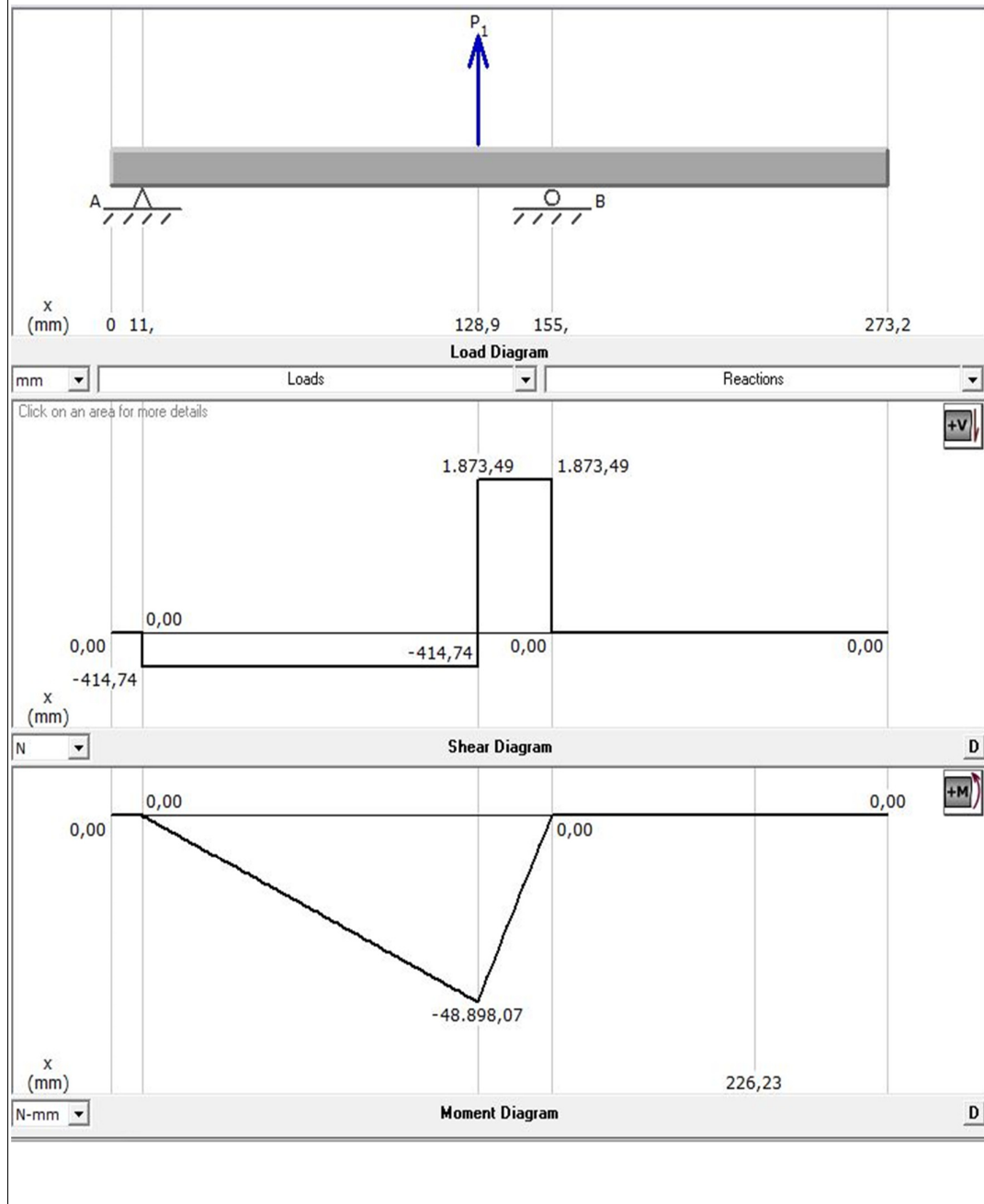
$$M_{B''_x} = R_{A''_y} (A''B'')$$



Eixo IV – Plano xz:



Eixo IV – plano yz:



### ***DIMENSIONAMENTO DOS EIXOS - Cálculos - Eixo IV***

Engrenagem 10:

$$F_{t4} = 2 \cdot T / d_{p2}$$

(lbf)

2288,23103

$$F_{r4} = F_{t4} \cdot \tan(\text{angle}) \text{ (lbf)}$$

832,6773

Distância de A'' a B'' (m)	Distância de B'' a C'' (m)	Distância de C'' a D''
0,1179	0,0261	0,0261

Rc''x (N)	Rc''y (N)
616,0458413	1692,919

Ra''x (N)	Ra''y (N)
216,6315046	595,3121

Momento fletor no eixo yz:

	Mom. Fletor (N.m)	Distância (m)
Ponto A''	0	0
Ponto B''	54,17340456	0,091
Ponto C''	0	0,123
Ponto D''	0	0,123

Momento fletor no eixo xz:

	Mom. Fletor (N.m)	Distância (m)
Ponto A''	0	0
Ponto B''	-19,7134669	0,091
Ponto C''	0	0,123
Ponto D''	0	0,123

Resultant Bending Moment (lbf.in):

	Mom. Fletor (N.m)	Distância (m)
Ponto A''	0	
Ponto B''	57,64875141	
Ponto C''	0	
Ponto D''	0	

Ponto B'' é crítico:

	Tm
Ma(N.m)	(N.m)
57,64875141	154,4556

**MATERIAL DO EIXO: AÇO SAE 1050 CD:**

<b>Sut (Mpa)</b>	<b>Sy (Mpa)</b>
<b>690</b>	<b>580</b>

## Critério de dimensionamento - Carregamento

### Dinâmico

Sut (Mpa)	Sy (Mpa)	Se' (Mpa) = 0.5*(Sut)
690	580	345

$K_a = a \cdot S_{ut}^b$  - Usinado ou laminado a frio

a

4,51

b

-0,265

$K_a = a \cdot S_{ut}^b$  - Usinado ou laminado a frio

0,797777

$K_b = 1.24 \cdot d^{-0.107}$

0,899936

$K_c$ : para confiabilidade de 99% é:

1

$K_d$ : Temperatura de trabalho ambiente

1

$K_e$ : teremos 3 pontos potencialmente críticos:

1° - Entalhe + menor diâmetro - ponto I:

$M_i$

47,82946

$K_{e1} = 1 / (1 + q(K_t - 1))$

onde:

$r = d \cdot \text{razão}$

1

Para  $S_{ut} = 690$  Mpa e  $r = 4$ , q será:

0,96

Pela tabela do Shigley, para entalhe com  $r/d = 0,05$ ,  $K_t$  será:

1,7

Logo,  $K_{e1}$  será:

0,598086

2° - Rasgo de chaveta

$M_b$  já foi encontrado:

57,64875

$K_{e2} = 1 / K_f^*$

Onde  $K_f^*$  é, para canto vivo e para flexão:

1,6

$K_{e2}$  será:

0,625

3° - Variação de seção:

$M_i$

47,82946  
 $Ke3 = 1 / (1 + q(Kt - 1))$   
 onde:  
 $D = d \cdot \text{razão}$   
 22  
 $r = D/10$   
 2,2  
 Para  $Sut = 690 \text{ Mpa}$  e  $r = 4,4$ ,  $q$  será:  
 0,97  
 Pela tabela do Shigley, para  $D1/D = 1,2$  e  $r/D = 0,05$ ,  $Kt$  será:  
 1,7  
 Logo,  $Ke3$  será:  
 0,595593

Sendo:

$Se \text{ (Mpa)} = ka \cdot kb \cdot kc \cdot kd \cdot ke \cdot Se'$	$Tm \text{ (Nm)}$	$n$	$p1$
	154,4556	2,5	3,141593

Teremos então, para cada ponto crítico, um diâmetro:

Ponto I'':

$Ke1$	$Mi$	$Ti$
0,595593	47,82946	0

Dessa forma,  $Se$  será, em Mpa:  
 147,5236

Diâmetro  $(d) = ((32 \cdot n / \pi) \cdot ((Ma/Se)^2 + (Tm/Sy)^2)^{1/2})^{1/3}$

<b>Diameter (m):</b>	<b>Em (mm):</b>
0,020211	20,21117

Ponto B'':

$Ke2$	$Mb$
0,625	57,64875

Dessa forma,  $Se$  será, em Mpa:  
 154,8075

Diâmetro  $(d) = ((32 \cdot n / \pi) \cdot ((Ma/Se)^2 + (Tm/Sy)^2)^{1/2})^{1/3}$

<b>Diameter (m):</b>	<b>Em (mm):</b>
0,021613	21,61336

Ponto J'':

Ke3                      Mj  
0,598086                47,82946

Dessa forma, Se será, em Mpa:  
148,1412

$$\text{Diâmetro (d)} = ((32 \cdot n / \pi) \cdot ((M_a / S_e)^2 + (T_m / S_y)^2)^{1/2})^{1/3}$$

Diameter (m):                                      Em (mm):  
0,020336    20,33628

Considerando-se todos os critérios o diâmetro mínimo a ser utilizado é:

22

**Conclusão para Eixo IV:**

**Em mm:**

Diâmetro "d" :                                      Padronizado:                                      será:                                      r1/D = 0,05, logo r1  
22    22    1,25  
D/d = 1,1, Logo, D:                                      Padronizado:                                      r2/d = 0,05, logo r1 será:  
24,2    25    1,25  
D1/D = 1,2, Logo, D1:                                      Padronizado:  
30    30

Torção (°):  $(583,61 \cdot T \cdot L) / (G \cdot d^4)$   
0,257180672

Flecha (mm):  $64 \cdot ((F_x \cdot L_x^3)^2 + (F_y \cdot L_y^3)^2)^{1/2} / (3 \cdot \pi \cdot E \cdot d^4)$   
0,035950393

<b>RESULTADOS</b>	Eixo II: $d_{\min}$ [mm] = 21,6	$d_{\text{real}}$ [mm] = 22
MATERIAL: Aço SAE 1050 CD	$S_y$ [MPa] = 690	$S_{ut}$ [MPa] = 580      HB = 197

Abaixo segue a tabela na qual nos baseamos para seleção do diâmetro dos eixos:

Diâmetro D(mm)	Tolerância mm	Área mm <sup>2</sup>	Diâmetro D(mm)	Tolerância mm	Área mm <sup>2</sup>
5	- 0,030	19,63	(60)	- 0,074	2827
6	- 0,030	28,27	63	- 0,074	3117
7	- 0,036	38,48	(65)	- 0,074	3318
8	- 0,036	50,27	70	- 0,074	3848
9	- 0,035	63,62	(75)	- 0,074	4418
10	- 0,036	78,54	80	- 0,074	5027
11	- 0,043	95,03	90	- 0,087	6362
12	- 0,043	113,1	100	- 0,087	7854
(13)	- 0,043	132,7	(110)	- 0,087	9503
14	- 0,043	153,9	(120)	- 0,087	11310
(15)	- 0,043	176,7	125	- 0,100	12270
16	- 0,043	201,1	140	- 0,100	15390
18	- 0,043	254,5	(150)	- 0,100	17670
20	- 0,052	314,2	160	- 0,100	20110
22	- 0,052	380,1	180	- 0,100	25450
25	- 0,052	490,9	200	- 0,115	31420
28	- 0,052	615,8			
(30)	- 0,052	706,9			
(35)	- 0,062	962,1			
36	- 0,062	1018			
(38)	- 0,062	1134			
40	- 0,062	1257			
45	- 0,062	1590			
50	- 0,062	1963			
56	- 0,074	2463			

**Notas:**  
1) Os valores indicados entre parênteses devem ser evitados.  
2) A tolerância é indicada para acabamento com retificação. Poderá ser modificada em função da usinagem.  
3) O projetista deverá sempre consultar os fornecedores sobre os diâmetros normalmente existentes.

## ROLAMENTOS

### MATERIAL DOS ROLAMENTOS: UTILIZADOS SEGUNDO CATÁLOGO SKF

OBS: Em nosso projeto nenhum rolamento está submetido a cargas axiais.

OBS2: O fator de ajuste de vida para material,  $a_2$ , será considerado sempre como:

1

Faremos isso pois a SKF emprega aços de melhor qualidade do que aqueles anotados pela norma.

OBS 3: Adotaremos uma confiabilidade de 90%. Sendo assim, o fator  $a_1$  será para todos os rolamentos:

1

Além disso, chamaremos  $L_h$  de  $L_{10h}$  pois:



The diagram shows a gearbox assembly with various components labeled. A formula box is overlaid on the diagram, containing the equation:

$$R = \exp \left[ - \left( \frac{L}{6.84 \cdot L_{10}} \right)^{1.17} \right]$$

Below the formula box, there is a technical drawing of a gearbox, labeled "Schaltgetriebe UNIMOG-S". The drawing shows the internal components of the gearbox, including gears and shafts. The text "Obs.: quando  $L = L_{10} \Rightarrow R = 0.90$ " is written next to the formula box.

OBS 4: Adotarei  $a_3$  sendo 1

OBS 5: Como  $a_1=a_2=a_3 = 1$ , posso afirmar que  $L_n = L_{10h}$

OBS 6: Projetaremos os rolamentos para terem uma vida útil, em horas, de:

10000

Faremos isso baseado na tabela encontrada nas anotações do professor.

Classe de Máquina	$L_h$ [horas de trabalho]
Máquinas para 8 horas de trabalho, não totalmente utilizadas: Transmissões de engrenagens para uso geral, motores elétricos para uso industrial, trituradores rotativos, etc.	10 000 a 25 000

OBS 7: Como em nenhum dos rolamentos do projeto haverá carga axial, poderemos dizer que

$P = F_r$  baseados

na seguinte fórmula:

$P = F_r \quad \text{quando } F_a/F_r \leq e$ $P = X F_r + Y F_a \quad \text{quando } F_a/F_r > e$
--

Farei isso pois em meu caso  $e = 0$ .

Como todos os rolamentos terão diâmetro interno de 22 mm, selecionarei um que atenda a todos os eixos

para utilizar. Portanto, terei **6** rolamentos iguais

### ESPECIFICAÇÃO DOS ROLAMENTOS - Eixo II

Torque (N.m)	RPM	Potência (W):
40,34914	710	3000

#### Primeiro Rolamento:

$$Fr = (Rbx^2 + Rby^2)^{1/2} \text{ (N)} \quad Fa \text{ (N)}$$

889,5341                      0

$$P = X.Fr + Y.Fa$$

Logo, P será, em (N):                      Em Kgf:

889,5341                      90,76879

La (hrs)

10000

#### Dimensionamento de Rolamentos SKF

No dimensionamento utilizamos a seguinte formula:

$$L_{10h} = \frac{1000\ 000}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{P \cdot 9,8} \right)^p$$

Onde:

$p = 3$  para rolamentos de esfera

$p = 10/3$  rolamento de rolos

C = carga dinâmica [ N ] newtons

n = rotação [ rpm ]

P = carga sobre o manca especifica para cada tipo de rolamento [ kgf ]

$L_h$  = vida do rolamento em horas [ h ] ver tabela

Com isso, teremos:

$$C \geq \left[ \sqrt[3]{\frac{L_{10h} \cdot n \cdot 60}{1000\ 000}} \right] \cdot P \cdot 9,8$$

Para meu caso, a carga dinâmica (N) suportada pelo rolamento deverá ser, então, maior que:

**6693,179**

Diâmetro interno do rolamento:

22



Carga dinâmica a ser suportada:

6693,179

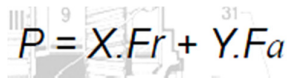
### Segundo Rolamento:

$$Fr = (Rdx^2 + Rdy^2)^{1/2} \text{ (N)}$$

809,8375

Fa (N)

0


$$P = X.Fr + Y.Fa$$

Logo, P será, em (N):

809,8375

Em Kgf:

82,63648

La (hrs)

10000

### Dimensionamento de Rolamentos SKF

No dimensionamento utilizamos a seguinte formula:

$$L_{10h} = \frac{1000\ 000}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{P \cdot 9,8} \right)^p$$

Onde:

$p = 3$  para rolamentos de esfera

$p = 10/3$  rolamento de rolos

C = carga dinâmica [ N ] newtons

n = rotação [ rpm ]

P = carga sobre o manca específica para cada tipo de rolamento [ kgf ]

$L_h$  = vida do rolamento em horas [ h ] ver tabela

Com isso, teremos:

$$C \geq \sqrt[3]{\frac{L_{10h} \cdot n \cdot 60}{1000\ 000}} \cdot P \cdot 9,8$$

Para meu caso, a carga dinâmica (N) suportada pelo rolamento deverá ser, então, maior que:

**6093,513**

Diâmetro interno do rolamento:

22

Carga dinâmica a ser suportada:

6093,513

### **ESPECIFICAÇÃO DOS ROLAMENTOS - Eixo III**

Torque (N.m)	RPM	Potência (W):
78,94397	362,8889	3000

#### **Primeiro Rolamento:**

$Fr = (Ra'x^2 + Ra'y^2)^{1/2} \text{ (N)}$	$Fa \text{ (N)}$
704,4053	0

$$P = X.Fr + Y.Fa$$

Logo, P será, em (N):	Em Kgf:
704,4053	71,87809

La (hrs)

10000

#### **Dimensionamento de Rolamentos SKF**

No dimensionamento utilizamos a seguinte formula:

$$L_{10h} = \frac{1000\ 000}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{P \cdot 9,8} \right)^p$$

Onde:

$p = 3$  para rolamentos de esfera

$p = 10/3$  rolamento de rolos

$C$  = carga dinâmica [ N ] newtons

$n$  = rotação [ rpm ]

$P$  = carga sobre o manca específica para cada tipo de rolamento [ kgf ]

$L_h$  = vida do rolamento em horas [ h ] ver tabela

Com isso, teremos:

$$C \geq \left[ \sqrt[3]{\frac{L_{10h} \cdot n \cdot 60}{1000\ 000}} \right] \cdot P \cdot 9,8$$

Para meu caso, a carga dinâmica (N) suportada pelo rolamento deverá ser, então, maior que:

**4237,707**

Diâmetro interno do rolamento:

22

Carga dinâmica a ser suportada:

4237,707

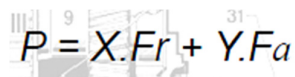
### Segundo Rolamento:

$F_r = (R_d'x^2 + R_d'y^2)^{1/2}$  (N)

1916,087

$F_a$  (N)

0


$$P = X.F_r + Y.F_a$$

Logo, P será, em (N):

1916,087

Em Kgf:

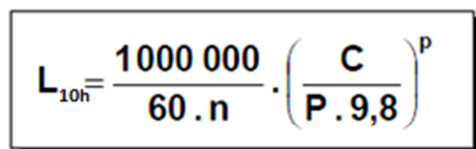
195,5191

$L_a$  (hrs)

10000

### Dimensionamento de Rolamentos SKF

No dimensionamento utilizamos a seguinte fórmula:


$$L_{10h} = \frac{1000\ 000}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{P \cdot 9,8} \right)^p$$

Onde:

$p = 3$  para rolamentos de esfera

$p = 10/3$  rolamento de rolos

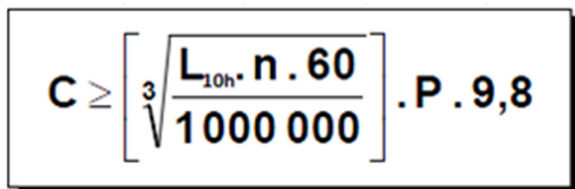
$C$  = carga dinâmica [ N ] newtons

$n$  = rotação [ rpm ]

$P$  = carga sobre o manca específica para cada tipo de rolamento [ kgf ]

$L_h$  = vida do rolamento em horas [ h ] ver tabela

Com isso, teremos:


$$C \geq \left[ \sqrt[3]{\frac{L_{10h} \cdot n \cdot 60}{1000\ 000}} \right] \cdot P \cdot 9,8$$

Para meu caso, a carga dinâmica (N) suportada pelo rolamento deverá ser, então, maior que:

**11527,19**

Diâmetro interno do rolamento:

22

Carga dinâmica a ser suportada:

11527,19

### **ESPECIFICAÇÃO DOS ROLAMENTOS - Eixo IV**

Torque (N.m)

154,4556

RPM

185,4765

Potência (W):

3000

#### **Primeiro Rolamento:**

$$Fr = (Ra''x^2 + Ra''y^2)^{(1/2)}$$

(N)

633,5028

Fa (N)

0

$$P = X.Fr + Y.Fa$$

Logo, P será, em (N):

633,5028

Em Kgf:

64,64314

La (hrs)

10000

#### **Dimensionamento de Rolamentos SKF**

No dimensionamento utilizamos a seguinte formula:

$$L_{10h} = \frac{1000\ 000}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{P \cdot 9,8} \right)^p$$

Onde:

$p = 3$  para rolamentos de esfera

$p = 10/3$  rolamento de rolos

C = carga dinâmica [ N ] newtons

n = rotação [ rpm ]

P = carga sobre o manca específica para cada tipo de rolamento [ kgf ]

$L_h$  = vida do rolamento em horas [ h ] ver tabela

Com isso, teremos:

$$C \geq \left[ \sqrt[3]{\frac{L_{10h} \cdot n \cdot 60}{1000\ 000}} \right] \cdot P \cdot 9,8$$

Para meu caso, a carga dinâmica (N) suportada pelo rolamento deverá ser, então, maior que:

**3047,16**

Diâmetro interno do rolamento:

22

Carga dinâmica a ser suportada:

3047,16

### Segundo Rolamento:

$$F_r = (R_c''x^2 + R_c''y^2)^{1/2}$$

(N)

1801,523

F<sub>a</sub> (N)

0

$$P = X.F_r + Y.F_a$$

Logo, P será, em (N):

1801,523

Em Kgf:

183,8289

L<sub>a</sub> (hrs)

10000

### Dimensionamento de Rolamentos SKF

No dimensionamento utilizamos a seguinte fórmula:

$$L_{10h} = \frac{1000\,000}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{P \cdot 9,8} \right)^p$$

Onde:

p = 3 para rolamentos de esfera

p = 10/3 rolamento de rolos

C = carga dinâmica [ N ] newtons

n = rotação [ rpm ]

P = carga sobre o manca específica para cada tipo de rolamento [ kgf ]

L<sub>h</sub> = vida do rolamento em horas [ h ] ver tabela

Com isso, teremos:

$$C \geq \left[ \sqrt[3]{\frac{L_{10h} \cdot n \cdot 60}{1000\,000}} \right] \cdot P \cdot 9,8$$

Para meu caso, a carga dinâmica (N) suportada pelo rolamento deverá ser, então, maior que:

**8665,361**

Diâmetro interno do rolamento:

22

Carga dinâmica a ser suportada:

8665,361

Portanto o rolamento selecionado será limitado pela carga do segundo rolamento do eixo, de 11546,88 N. Selecionei o seguinte rolamento:

62/22

Dimensões principais			Classificações de carga básica		Classificações de velocidade		Designação
d	D	B	C	estática $C_0$	Velocidade de referência r/min	Velocidade-limite	
mm			kN				* Rolamento SKF Explorer
22	50	14	14	7,65	30000	19000	62/22

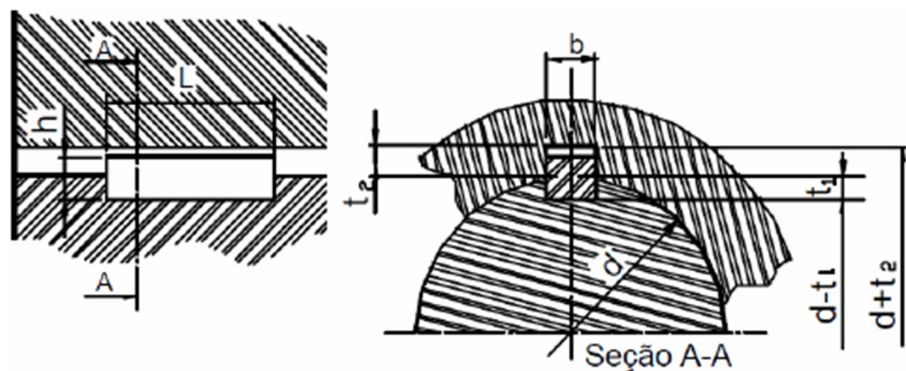
  

Fatores de cálculo  
 $k_r$  0,025  
 $f_0$  14

**RESULTADOS** Tipo de rolamento: Eixo I: SKF 62/22  
 Eixo II: SKF 62/22  
 Eixo IV: SKF 62/22

### DIMENSIONAMENTO DE CHAVETAS

As chavetas serão calculadas considerando-se sempre o maior torque possível no eixo.



Eixo		Chaveta		Razgos de chaveta											
Diâmetro	Seção	b x h	Nominal	Largura						Profundidade				Raio <i>r</i>	
				Afastamentos											
				ajuste c/ folga no Eixo H9		ajuste normal no Cubo D10		ajuste c/ interferência no eixo no cubo P9		Eixo <i>t</i> <sub>1</sub>		Cubo <i>t</i> <sub>2</sub>			
acima de	até									Nom.	Afastamentos	Nom.	Afastamentos	Máx.	Mín.
6	8	2 x 2	2	+ 0,025	+ 0,060	— 0,004	+ 0,012	— 0,006	1,2		1		0,16	0,08	
8	10	3 x 3	3	0	+ 0,020	— 0,029	— 0,013	— 0,031	1,8	+ 0,1	1,4	+ 0,1	0,16	0,08	
10	12	4 x 4	4	+ 0,030	+ 0,078	0	+ 0,015	— 0,012	2,5	0	1,8	0	0,16	0,08	
12	17	5 x 5	5	0	+ 0,030	— 0,030	— 0,015	— 0,042	3,0		2,3		0,25	0,16	
17	22	6 x 6	6						3,5		2,8		0,25	0,16	
22	30	8 x 7	8	+ 0,036	+ 0,098	0	+ 0,018	— 0,015	4,0		3,3		0,25	0,16	
30	38	10 x 8	10	0	+ 0,010	— 0,036	— 0,018	— 0,051	5,0		3,3		0,40	0,25	
38	44	12 x 8	12						5,0		3,3		0,40	0,25	
44	50	14 x 9	14	+ 0,043	+ 0,120	0	+ 0,021	— 0,018	5,5		3,8		0,40	0,25	
50	58	16 x 10	16	0	+ 0,050	— 0,043	— 0,022	— 0,061	6,0		4,3		0,40	0,25	
58	65	18 x 11	18						7,0	+ 0,2	4,4	+ 0,2	0,40	0,25	
65	75	20 x 12	20						7,5	0	4,9	0	0,60	0,40	
75	85	22 x 14	22	+ 0,052	+ 0,149	0	+ 0,026	— 0,022	9,0		5,4		0,60	0,40	
85	95	25 x 14	25	0	+ 0,065	— 0,052	— 0,026	— 0,074	9,0		5,4		0,60	0,40	
95	110	28 x 16	28						10,0		6,4		0,60	0,40	
110	130	32 x 18	32						11,0		7,4		0,60	0,40	
130	150	36 x 20	36						12,0		8,4		1,00	0,70	
150	170	40 x 22	40	+ 0,062	+ 0,180	0	+ 0,031	— 0,026	13,0		9,4		1,00	0,70	
170	200	45 x 25	45	0	+ 0,080	— 0,062	— 0,031	— 0,088	15,0		10,5		1,00	0,70	
200	230	50 x 28	50						17,0		11,4		1,00	0,70	
230	260	56 x 32	56						20,0		12,4		1,60	1,20	
260	290	63 x 32	63	+ 0,074	+ 0,220	0	+ 0,037	— 0,032	20,0	+ 0,3	12,4	+ 0,3	1,60	1,20	
290	330	70 x 36	70	0	+ 0,100	— 0,074	— 0,037	— 0,106	22,0	0	14,4	0	1,60	1,20	
330	380	80 x 40	80						25,0		15,4		2,50	2,00	
380	440	90 x 45	90	+ 0,087	+ 0,260	0	+ 0,043	— 0,037	28,0		17,4		2,50	2,00	
440	500	100 x 50	100	0	+ 0,120	— 0,087	— 0,044	— 0,124	31,0		19,5		2,50	2,00	

No eixo II:

Torque (N.m)      RPM      Potência (W):  
40,34914      710      3000

### Primeira chaveta:

Diâmetro em que se encontrará a chaveta: *d*':  
18

Comprimento da chaveta será um pouco menor que o da polia:  
36,00

1- Pela tabela II, as dimensões da chaveta serão:

<i>b</i>	<i>t</i> <i>r</i>	eixo	cubo
6	6 0,3	3,5	2,8

2 - Tensão de compressão:

$$\sigma = \frac{4 \cdot T}{d \cdot t \cdot L}$$

41,51146

3 - Tensão de cisalhamento:

$$\tau = \frac{2 \cdot T}{d \cdot b \cdot L}$$

20,75573

4 - Tensão Máxima =  $(\text{Tensão de compressão}^2 + 3 \cdot (\text{Tensão de cisalhamento})^2)^{1/2}$

54,9145

5 - Verificação:

CS compressão =  $S_y / \text{tensão de compressão}$

13,97204

CS cisalhamento =  $S_{sy} / \text{Tensão de cisalhamento}$

16,12374

CS global =  $S_y / \text{Tensão}$

Máxima

10,56187

### **Segunda, Terceira e Quarta Chavetas**

Diâmetro em que se encontrará a chaveta: D:

25

Comprimento da chaveta será menor que o da menor engrenagem:

18,00

1- Pela tabela II, as dimensões da chaveta serão:

b	t r	eixo	cubo
8	7 0,3	4	3,3

2 - Tensão de compressão:

$$\sigma = \frac{4 \cdot T}{d \cdot t \cdot L}$$

51,237

3 - Tensão de cisalhamento:

$$\tau = \frac{2 \cdot T}{d \cdot b \cdot L}$$



22,41619

4 - Tensão Máxima =  $(\text{Tensão de compressão}^2 + 3 \cdot (\text{Tensão de cisalhamento})^2)^{1/2}$

64,28598

5 - Verificação:

CS compressão =  $S_y / \text{tensão de compressão}$

11,31994

CS cisalhamento =  $S_{sy} / \text{Tensão de cisalhamento}$

14,92939

CS global =  $S_y / \text{Tensão}$

Máxima

9,022185

OBS: O EIXO III É ESTRIADO, PORTANTO NÃO POSSUIRÁ CHAVETAS.

No eixo III:

Torque (N.m)	RPM	Potência (W):
78,94397	362,8889	3000

### **Primeira Chaveta**

Diâmetro em que se encontrará a chaveta: D:

48

Comprimento da chaveta será menor que o da menor engrenagem:

64,00

1- Pela tabela II, as dimensões da chaveta serão:

b	t r	eixo	cubo
14	9 0,3	5,5	3,8

2 - Tensão de compressão:

$$\sigma = \frac{4 \cdot T}{d \cdot t \cdot L}$$

11,42129

3 - Tensão de cisalhamento:

$$\tau = \frac{2 \cdot T}{d \cdot b \cdot L}$$

3,67113

4 - Tensão Máxima =  $(\text{Tensão de compressão}^2 + 3 \cdot (\text{Tensão de cisalhamento})^2)^{1/2}$

13,07201

5 - Verificação:

CS compressão =  $S_y / \text{tensão de compressão}$   
50,78235

CS cisalhamento =  $S_{sy} / \text{Tensão de cisalhamento}$   
91,15995

CS global =  $S_y / \text{Tensão Máxima}$   
44,36961

### Segunda chaveta

Diâmetro em que se encontrará a chaveta: D:  
48

Comprimento:  
20,00

1- Pela tabela II, as dimensões da chaveta serão:

b	t r	eixo	cubo
14	9 0,3	5,5	3,3

2 - Tensão de compressão:

$$\sigma = \frac{4 \cdot T}{d \cdot t \cdot L}$$

36,54813

3 - Tensão de cisalhamento:

$$\tau = \frac{2 \cdot T}{d \cdot b \cdot L}$$

11,74761

4 - Tensão Máxima = (Tensão de compressão<sup>2</sup>) + 3\* (Tensão de cisalhamento<sup>2</sup>)<sup>(1/2)</sup>

41,83044

5 - Verificação:

CS compressão = Sy/tensão de compressão

15,86948

CS cisalhamento = Ssy/Tensão de cisalhamento

28,48749

CS global = Sy/Tensão

Máxima

13,8655

No eixo IV:

Torque (N.m)

RPM

Potência (W):

154,4556

185,4765

3000

### **Primeira e Segunda Chaveta**

Diâmetro em que se encontrará a chaveta: D:

25

Comprimento da chaveta será menor que o da menor engrenagem:

18,00

1- Pela tabela II, as dimensões da chaveta serão:

b	t r	eixo	cubo
8	7 0,3	4	3,3

2 - Tensão de compressão:

$$\sigma = \frac{4 \cdot T}{d \cdot t \cdot L}$$

196,1341

3 - Tensão de cisalhamento:

$$\tau = \frac{2 \cdot T}{d \cdot b \cdot L}$$

85,80866

4 - Tensão Máxima = (Tensão de compressão<sup>2</sup>) + 3\* (Tensão de cisalhamento<sup>2</sup>)<sup>(1/2)</sup>

246,0853

5 - Verificação:

CS compressão = Sy/tensão de compressão  
2,957161

CS cisalhamento = Ssy/Tensão de cisalhamento  
3,900072

CS global = Sy/Tensão Máxima  
2,356907

Com isso será possível fabricar todas as chavetas planas necessárias para as engrenagens 1, 3, 5, 8 e 10 idênticas. Apesar de aumentar um pouco o coeficiente de segurança das três primeiras, reduzirá o custo.

<b>RESULTADOS</b>	Eixo II: b x t x ℓ [mm] = 6 x 6 x 36	n <sub>flex</sub> = 10,56
	Eixo II: b x t x ℓ [mm] = 8 x 7 x 18	n <sub>flex</sub> = 9,02
	Eixo III: b x t x ℓ [mm] = 14 x 9 x 64	n <sub>flex</sub> = 44,36
	Eixo III: b x t x ℓ [mm] = 14 x 9 x 20	n <sub>flex</sub> = 13,83
	Eixo IV: b x t x ℓ [mm] = 8 x 7 x 18	n <sub>flex</sub> = 2,36
MATERIAL: Aço SAE 1050 CD      S <sub>y</sub> [MPa] = 690      S <sub>ut</sub> [MPa] = 580      HB = 197		

## **DIMENSIONAMENTO DE ESTRIAS**

### **Cálculos – Eixo III**

*Estrias paralelas*

$h$  = altura do dente

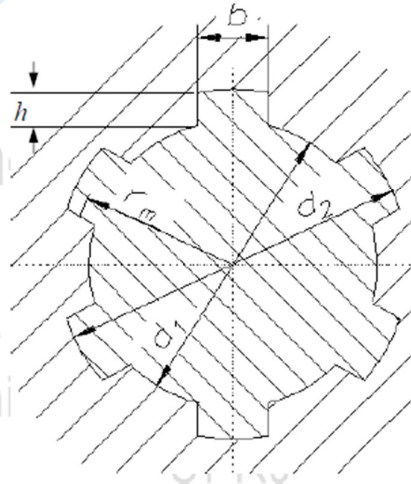
$b$  = largura do dente

$d_1$  = diâmetro menor

$d_2$  = diâmetro maior

$d_m$  = diâmetro médio

$$d_m = (d_1 + d_2)/2$$



Diâmetro mínimo do eixo (mm):

25

Rotação (rpm):

362,8889

Comprimento estriado (mm):

21

(CONSIDEREI O PIOR CASO)

Torque [N.m]:

78,94397

Cubo de aço:

**Sut (Mpa)**

**690**

**Sy (Mpa)**

**580**

**HB:**

**197**

**1 - Coeficiente de segurança:**

$$CS = n_1 \times n_2 \times n_3 \times n_4$$

$n_1$  - Fator para incerteza do material ( $1,5 < n_1 < 2,5$ ):

2

$n_2$  - Fator de distribuição de carga ao longo da estria e por estria;

1,33

$n_3$  - Fator de choque (com choque):

1,4

n4 = Fator para o material do cubo (aço):

1

CS será:

3,724

## 2 - Especificação das estrias:

$$CS_{cis} = \frac{0,577 \times S_y \times d_1 \times b \times L \times z}{2 \times T}$$

$$CS_{comp} = \frac{S_y \times d_1 \times (d_2 - d_1) \times L \times z}{4 \times T}$$

Pela tabela UNI 220/221/222/223:

Primeira tentativa:

z	d1	d2	b
6	26	30	5

CS cis:

34,71912 OK

CS comp:

48,13743

OK

CS calculado > CS especificado

Logo, teremos:

**Estria paralela 30 x UNI x 220**

<b>RESULTADOS</b>		<i>Estrias Paralelas</i>		
Eixo III: z x b x ℓ [mm] = 6x 5 x 21		d <sub>1</sub> [mm] = 26	d <sub>2</sub> [mm] = 31	n <sub>flex</sub> = 3,724
MATERIAL: Aço SAE 1050 CD		S <sub>y</sub> [MPa] = 690	S <sub>ut</sub> [MPa] = 580	HB = 197

## ***DIMENSIONAMENTO DAS CREMALHEIRAS***

Engrenagem Cilíndrica de Dentes Retos		
Dimensão	Sigla	Valor
Módulo	M	2,00
Número de dentes	Z	80,00
Ângulo de Pressão [°]	$\theta$	20,00
Ângulo de Pressão [rad]	$\theta$	0,35
Cabeça do dente ou adendo [mm]	a	2,00
Pé do dente ou dedendo [mm]	d	2,50
Diâmetro Primitivo [mm]	dp	160,00
Diâmetro Externo [mm]	de	164,00
Diâmetro Interno [mm]	di	155,00
Diâmetro de Base [mm]	db	150,35
Passo da Engrenagem [mm]	p	6,2
Espessura do Dente [mm]	e	3,14
Espessura Angular [mm]	eg	2,25
Altura do dente [mm]	h	4,50
Raio do Pé [mm]	r	0,33
Largura a ser utilizada [mm]	L	8,00

Distância a ser percorrida pelas cremalheiras (mm):

56

Dentes necessários ( $n = 56 / \text{passo}$ )

9,03

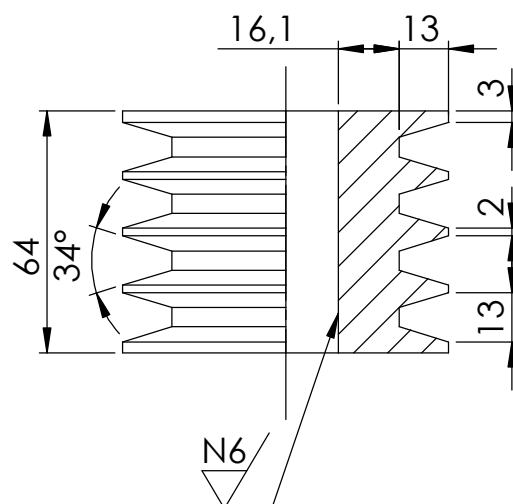
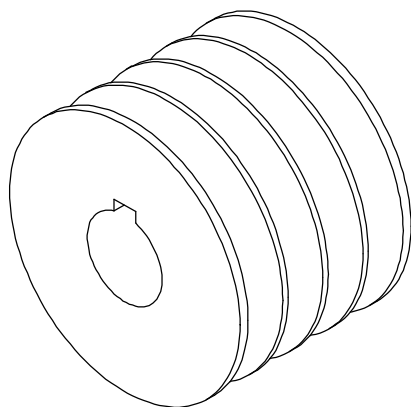
Logo, para percorrer 56 mm aproximadamente, cada cremalheira precisará ter 9 dentes.

Assim,  $9 \times 6,2 \text{ mm} = 55,9 \text{ mm}$ , que pode ser aproximado para 56 mm.

Como a primeira cremalheira percorrerá esta distância tanto para a esquerda quanto para a direita, ela terá 18 dentes, sendo que quando a alavanca estiver na posição central ficarão 9 dentes para cada lado.

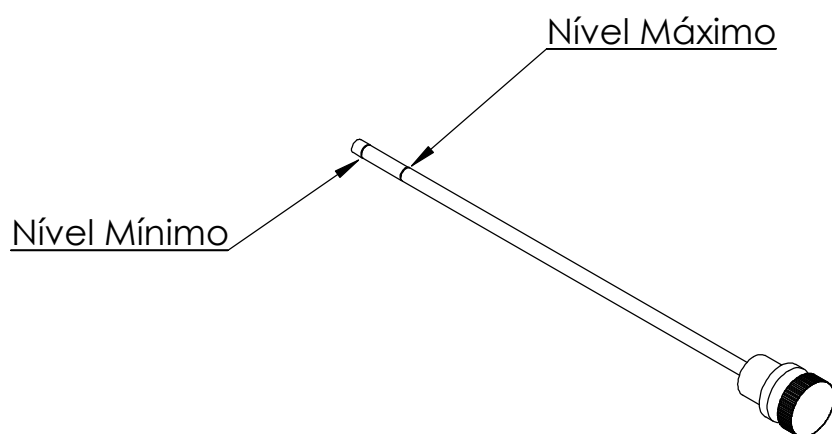
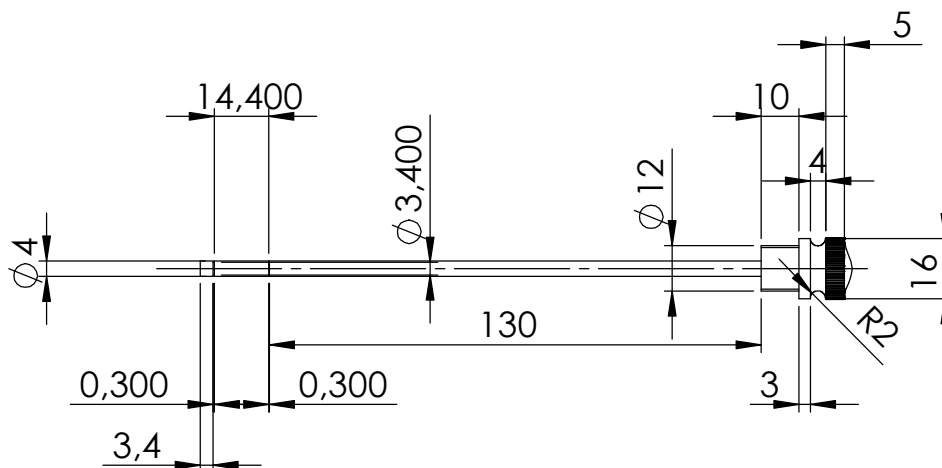
## **Anexo A – Desenhos técnicos das peças e da montagem**





Afastamento Geral:  $\pm 0,1$

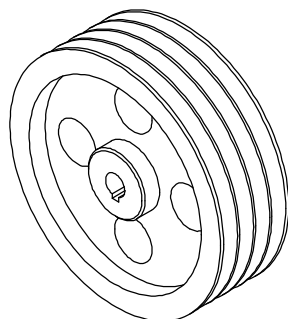
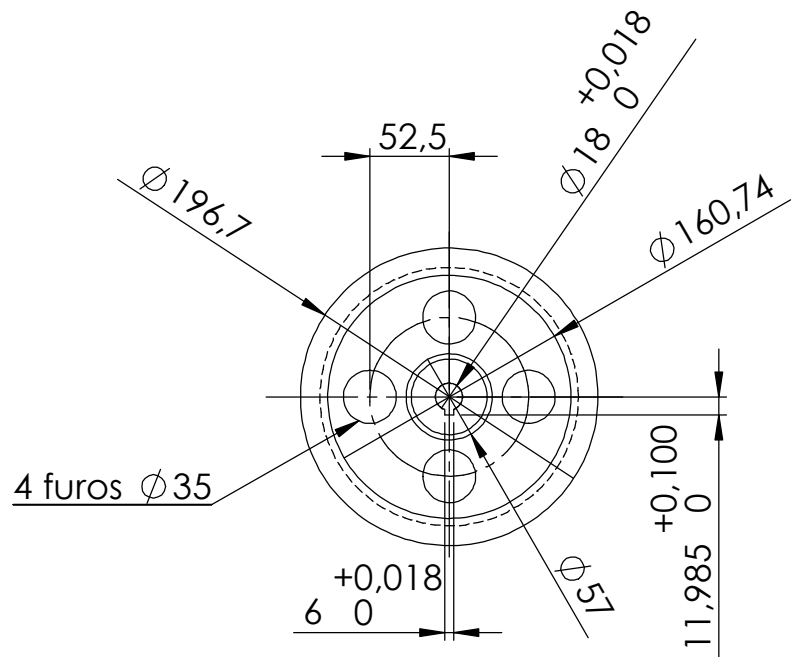
2	Polia Menor	1	Aço AISI 1030 $\phi$ 88 x 66
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1º Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade	Data: 20/06/2013	Projeto Final	Escala: 1:2
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra	Projeto de Graduação	UFRJ	Unidade: mm



Afastamento Geral:  $\pm 0,1$

5	Medidor de óleo	1	Aço AISI 1030 $\phi$ 18 x 175
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 20/06/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Escala: 1:2
			Unidade: mm

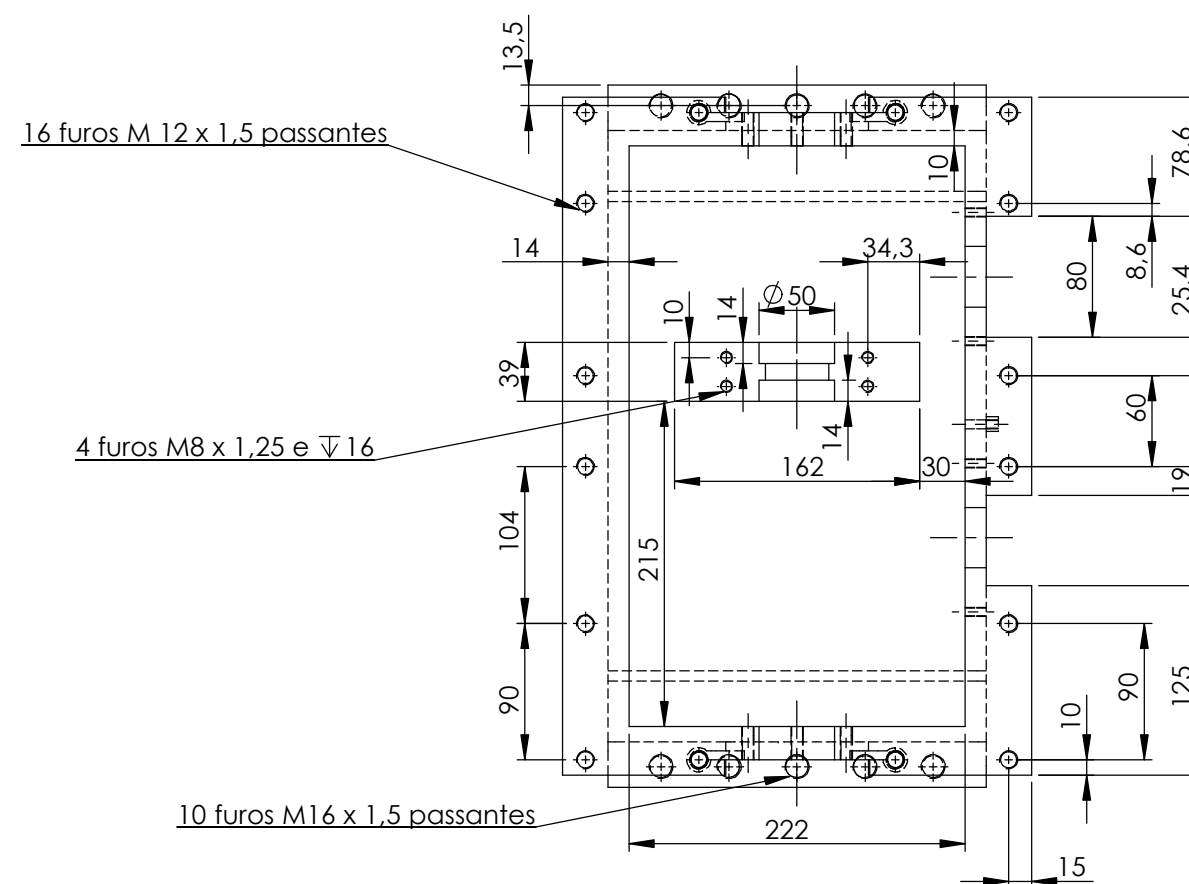
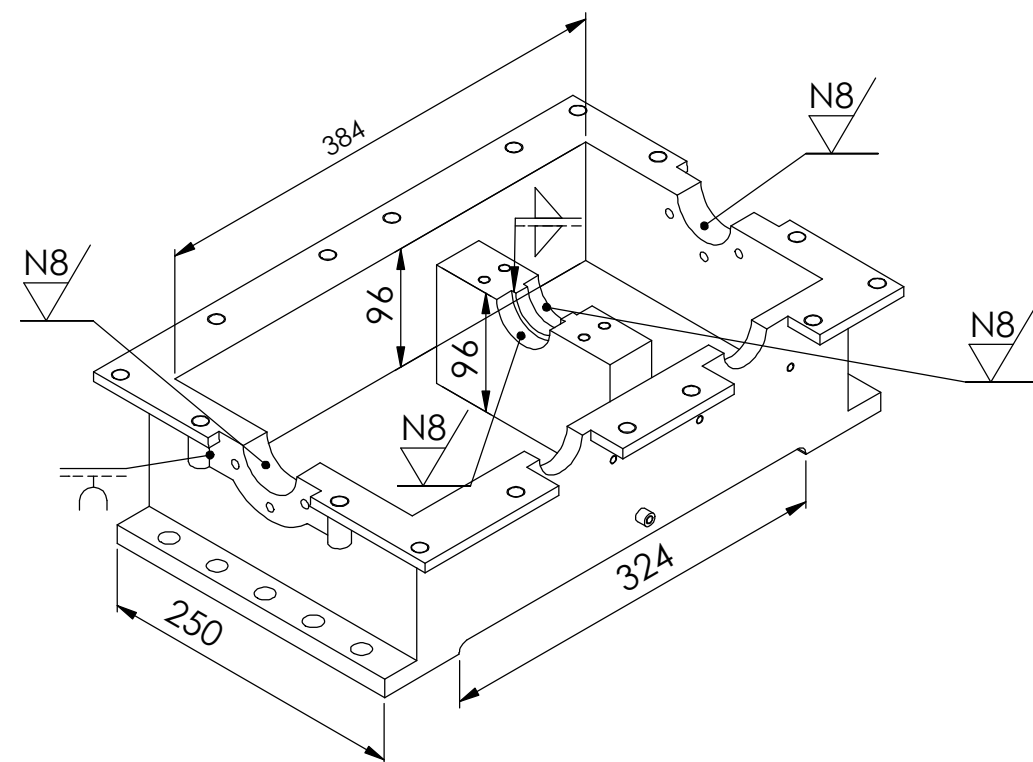
10  $\frac{N8}{\nabla}$  ( $\frac{N6}{\nabla}$ )



Cantos vivos devem ser adoçados

Afastamento geral  $\pm 0,1$

10	Polia Maior	1	Aço AISI 1030 $\phi$ 200 x 66
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 20/06/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Escala: 1:5
			Unidade: mm



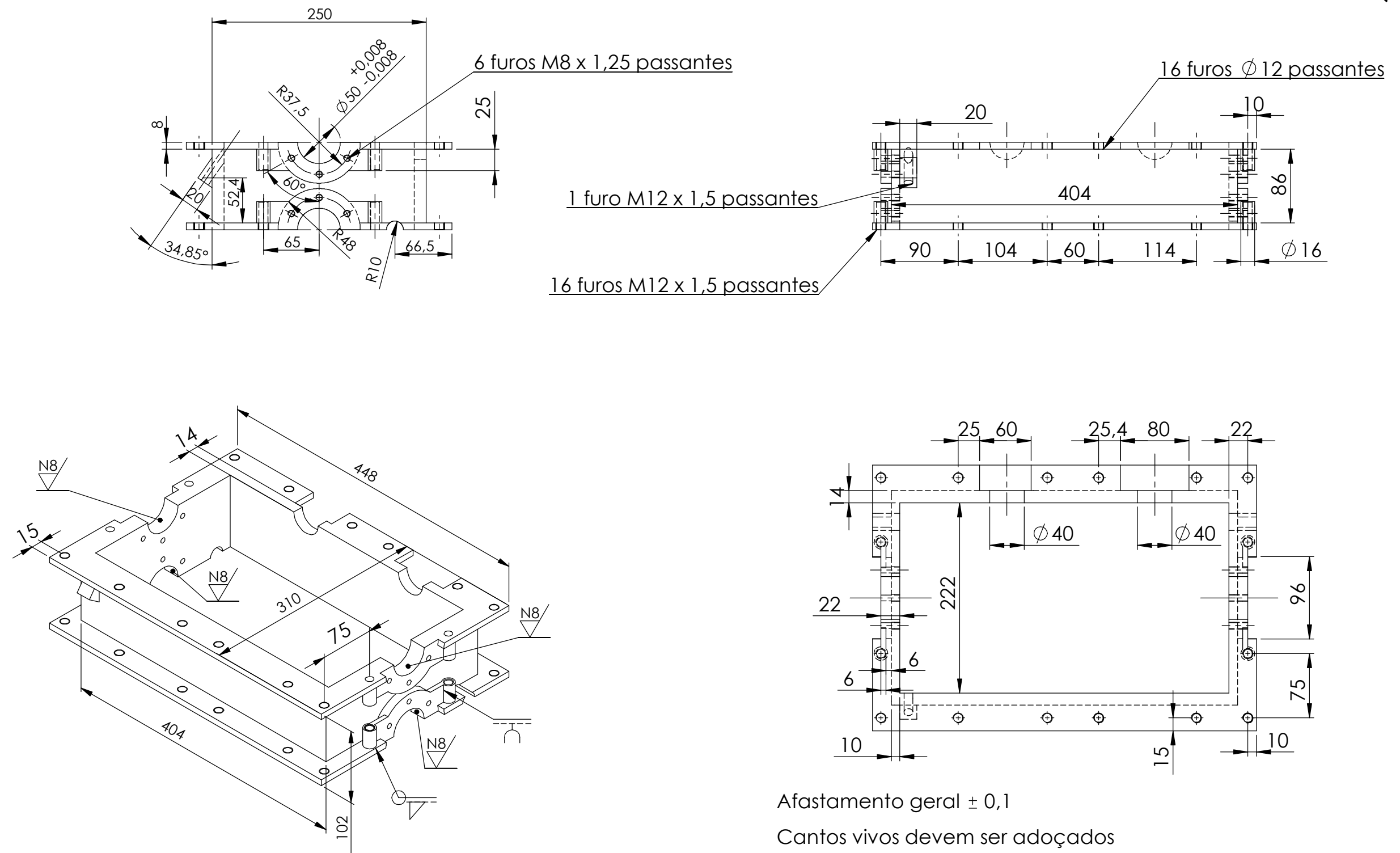
## Cantos vivos devem ser adoçados

11	Primeira partição da carcaça	1	Ferro fundido □ 5000 cm³
Peça	Denominação e observações	Quant.	Material e dimensões

<b>Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva</b>			<b>1º Diedro</b>
Conjunto: Variador de Velocidade	<b>Data: 20/06/2013</b>	Projeto Final	<b>Escala: 1:5</b>
<b>Prof. Armando Carlos de Pina Filho</b> <b>Prof. Max Suell Dutra</b>	<b>Projeto de Graduação</b>	<b>UFRJ</b>	<b>Unidade: mm</b>

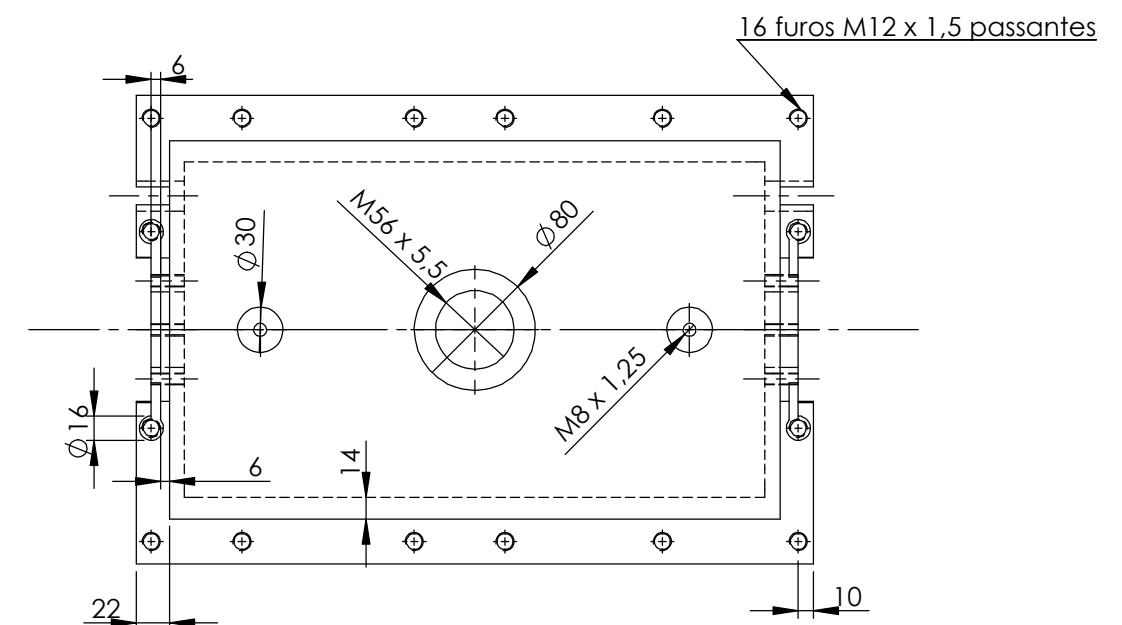
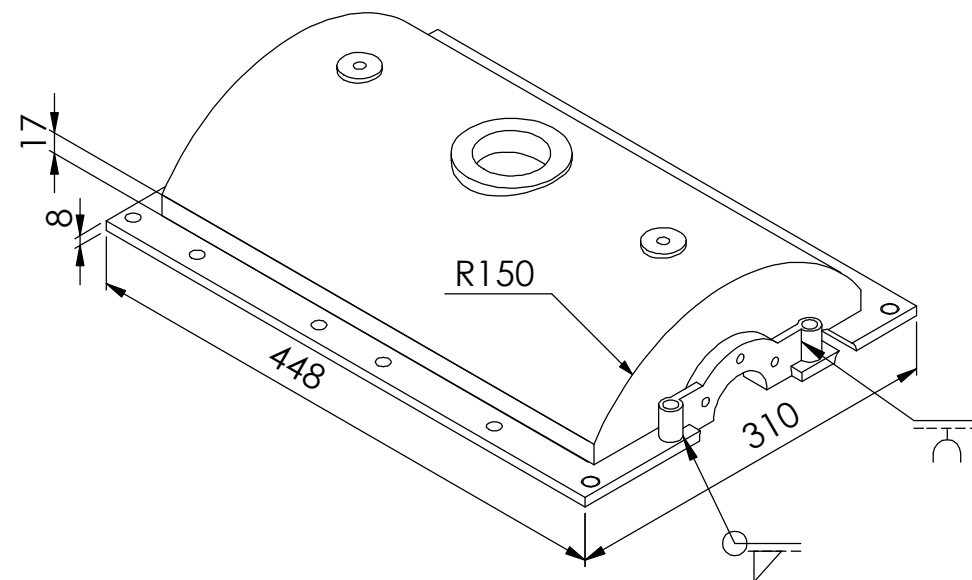
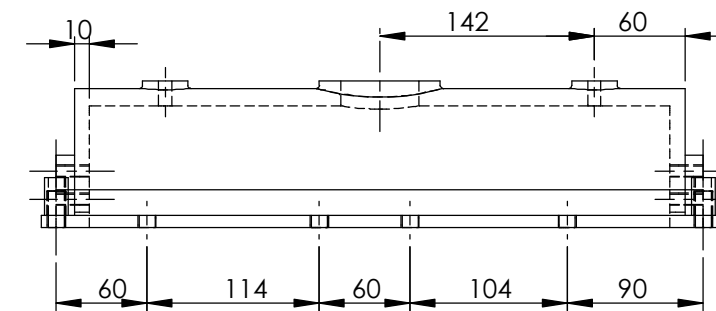
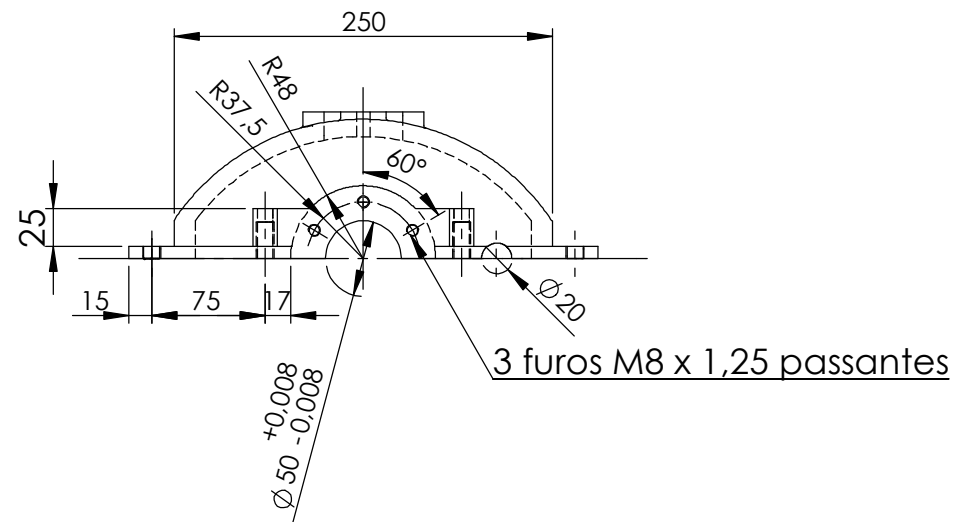
12  $\nabla$  N11 / (N8)



Afastamento geral  $\pm 0,1$

Cantos vivos devem ser adoçados

1	Segunda partição da carcaça	1	Ferro Fundido 2500 cm <sup>3</sup>
Peça	Denominação e observações	Quant.	Material e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 20/06/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Unidade: mm

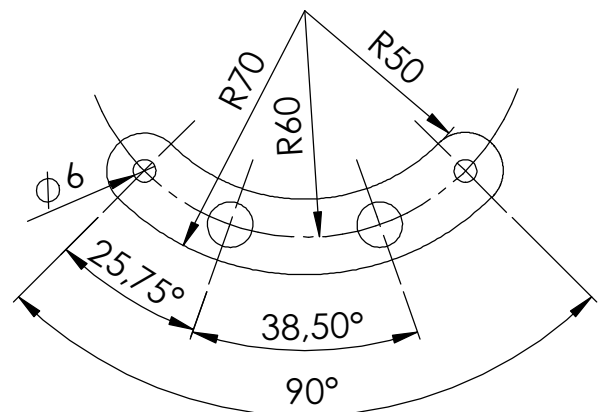
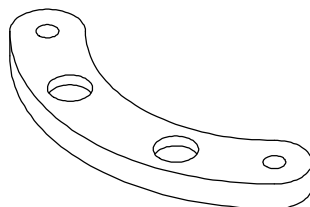
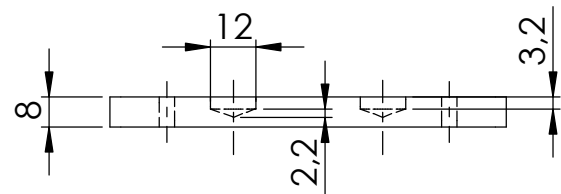


Afastamento geral  $\pm 0,1$

Cantos vivos devem ser adoçados

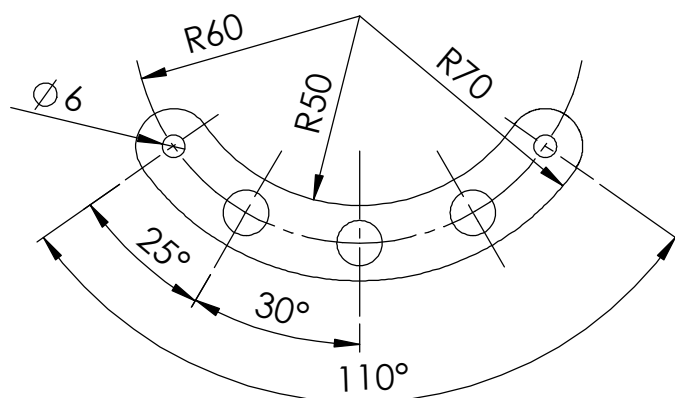
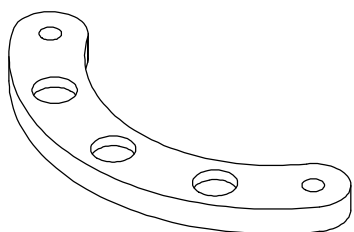
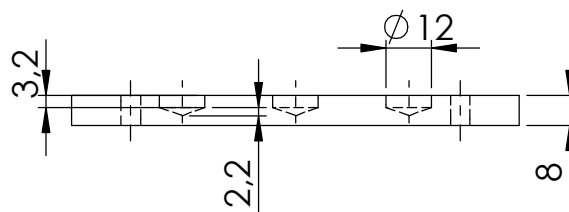
13	Terceira partição da carcaça	1	Ferro fundido $\square$ 2300 cm <sup>3</sup>
Peça	Denominação e observações	Quant.	Material e dimensões

Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 20/06/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Unidade: mm



Afastamento geral  $\pm 0,1$

15	Encaixe da alavanca 2	1	Ferro Fundido $\square 18 \text{ cm}^3$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 17/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Escala: 1:1
			Unidade: mm



Afastamento geral  $\pm 0,1$

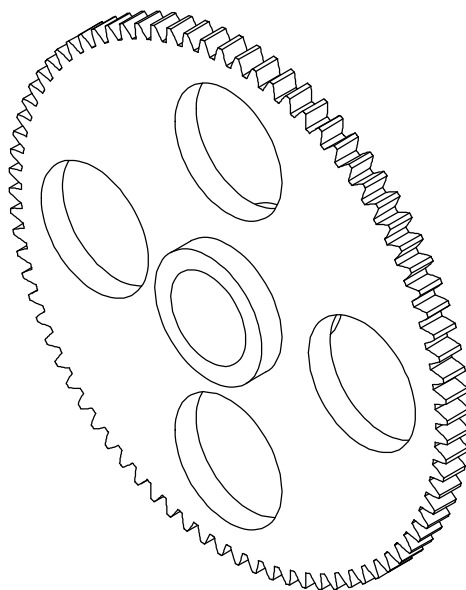
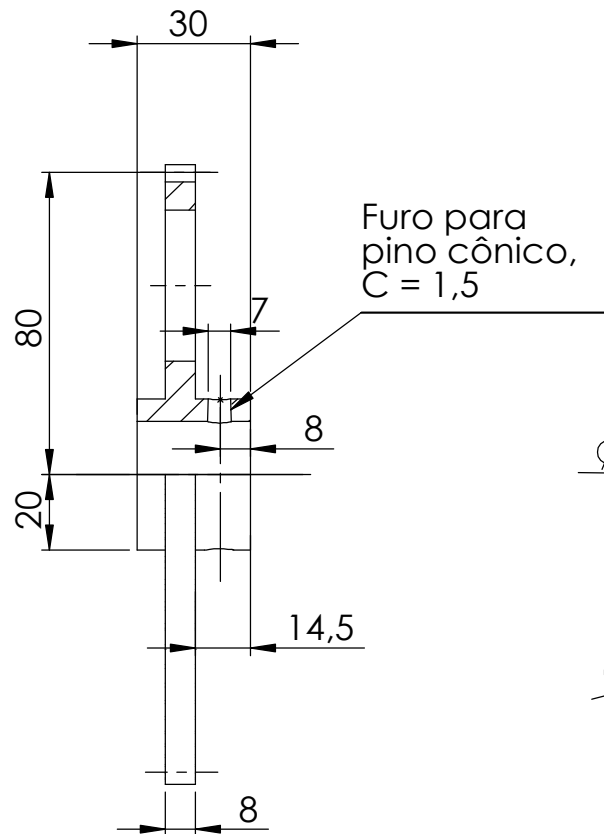
17	Encaixe da alavanca 1	1	Ferro Fundido $\square 18 \text{ cm}^3$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 17/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Escala: 1:1
			Unidade: mm



19	Eixo Deslizante	1	Aço AISI 1030 Q e T $\phi$ 22 x 455	
<b>Peça</b>	<b>Denominação e Observações</b>	<b>Quant.</b>	<b>Materiais e dimensões</b>	
<b>Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva</b>			<b>1º Diedro</b>	
Conjunto: Variador de Velocidade		<b>Data: 17/07/2013</b>	Projeto Final	<b>Escala: 1:2</b>
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		<b>Projeto de Graduação</b>	<b>UFRJ</b>	<b>Unidade: mm</b>

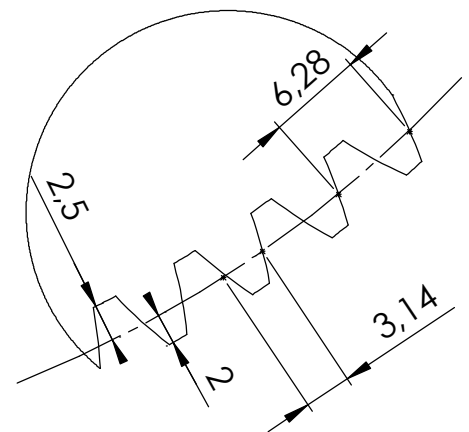
20

N8

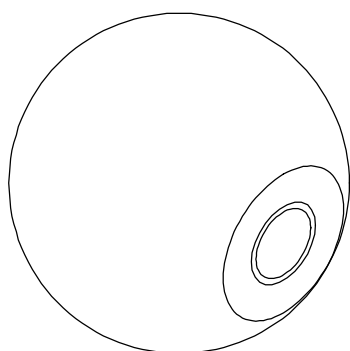
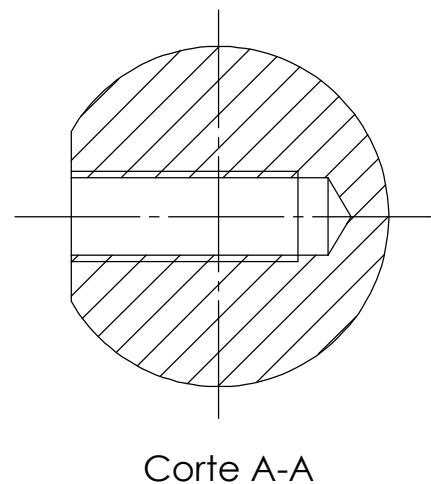
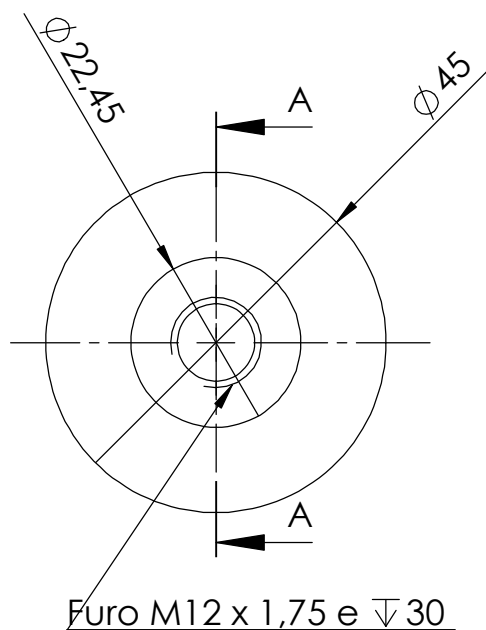


Afastamento geral  $\pm 0,1$   
Cantos vivos devem ser adoçados

DETALHE A  
ESCALA 2 : 1

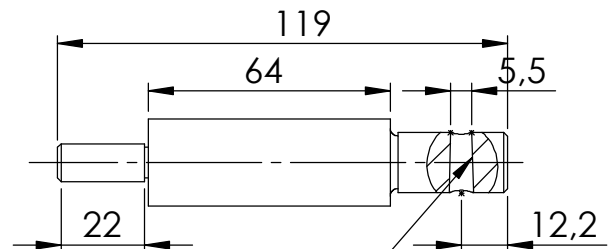
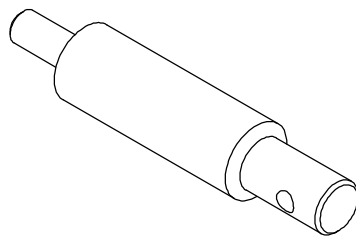
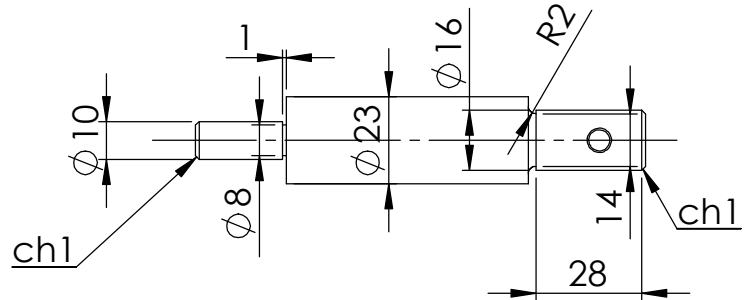


20	Eng. das alavancas ( $m = 2, z = 40, \theta = 20^\circ$ )	2	Aço AISI 1030 Q e T $\phi 86 \times 26$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 18/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Unidade: mm



Afastamento geral  $\pm 0,1$

21	Topo das alavancas	2	Ferro Fundido $\square 50 \text{ cm}^3$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1º Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 18/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Unidade: mm

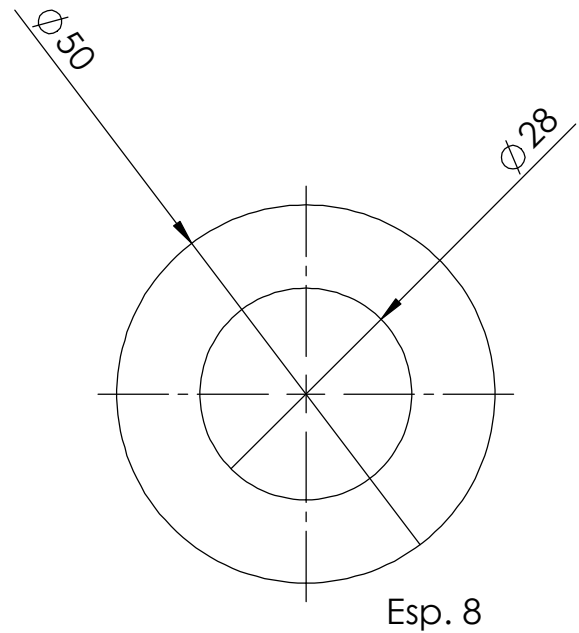
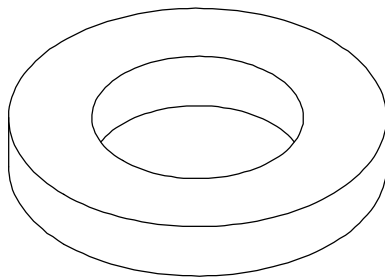


Furo para pino cônico, C = 1,5

Afastamento geral  $\pm 0,1$

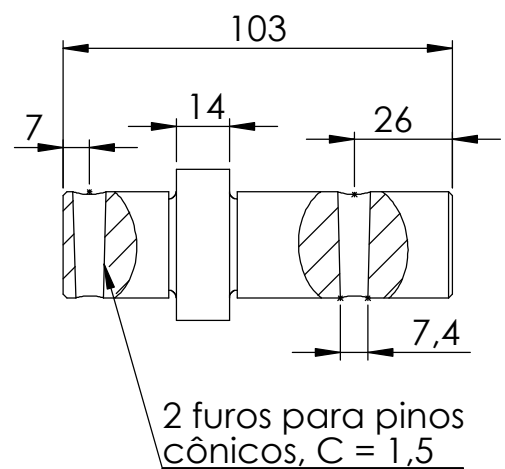
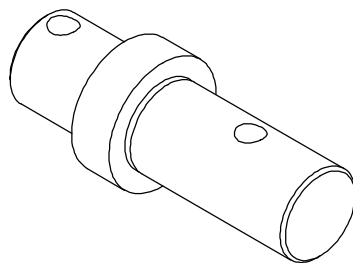
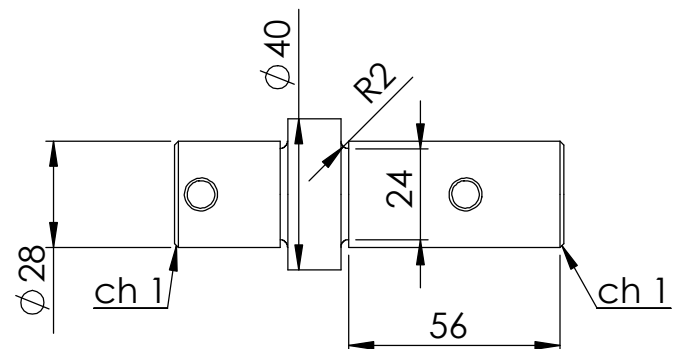
Cantos vivos devem ser adoçados

22	Corpo das alavancas	2	Aço AISI 1030 $\phi 25 \times 122$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 18/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Escala: 1:2
			Unidade: mm



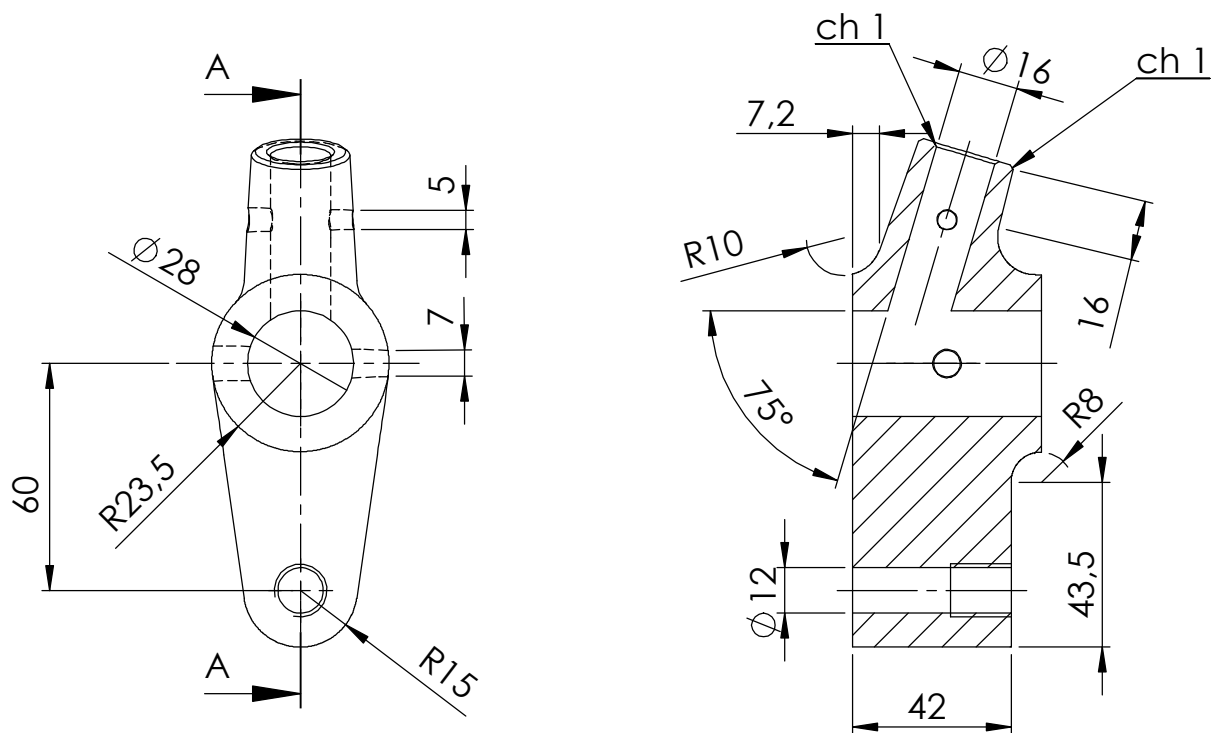
Afastamento geral  $\pm 0,1$

24	Tampa das alavancas	2	Ferro Fundido $\square 5,5 \text{ cm}^3$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 18/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Unidade: mm

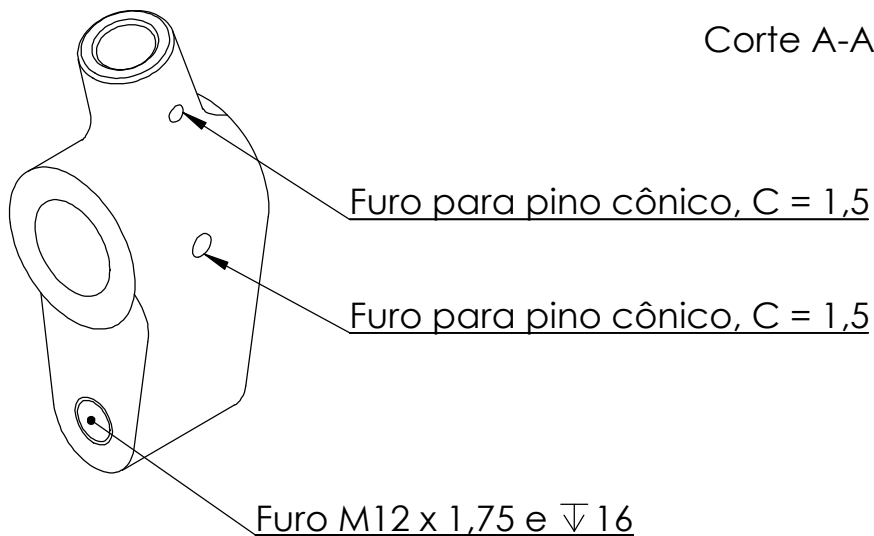


Afastamento geral  $\pm 0,1$

25	Eixo das alavancas	2	Aço AISI 1030 $\phi 30 \times 106$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 18/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Escala: 1:2
			Unidade: mm



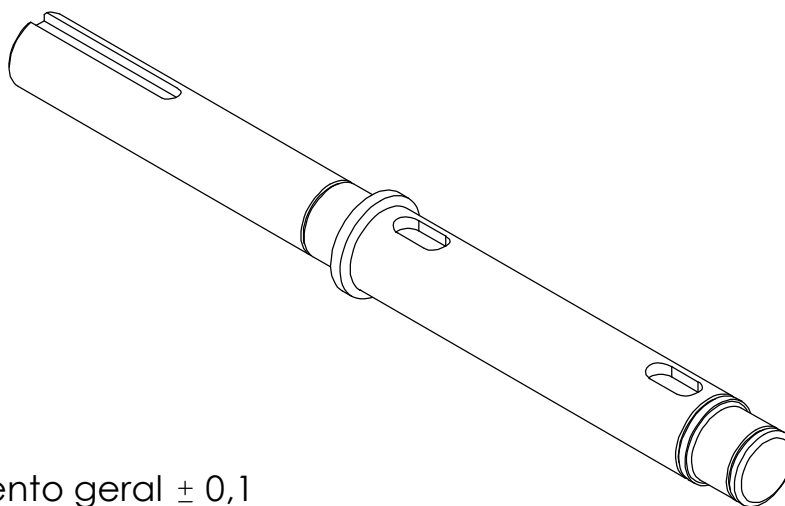
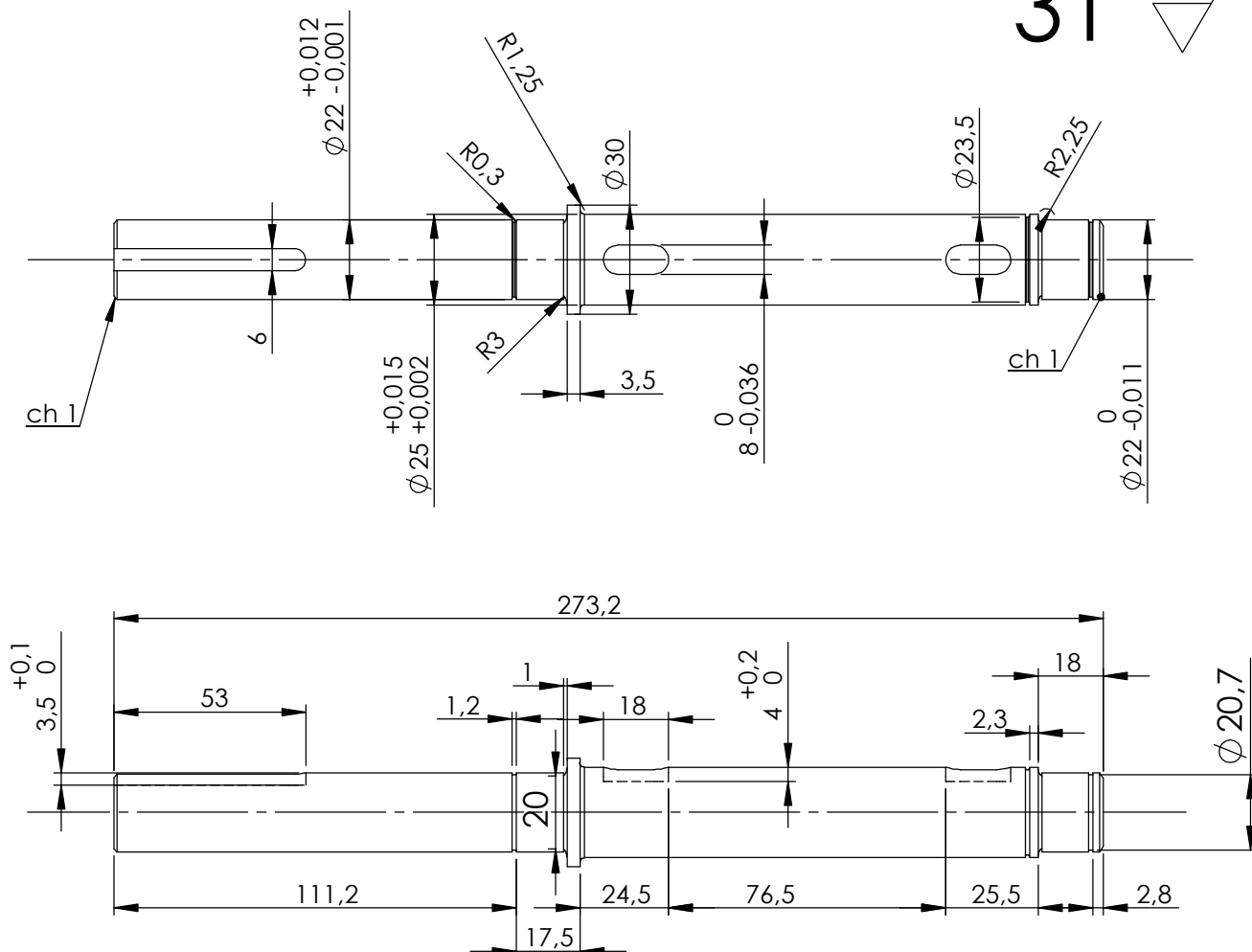
Corte A-A



Afastamento geral  $\pm 0,1$

27	Base das alavancas	2	Ferro Fundido $\square 30 \text{ cm}^3$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 18/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Escala: 1:2
			Unidade: mm

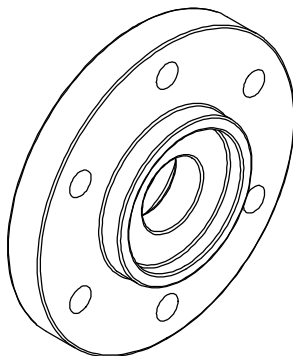
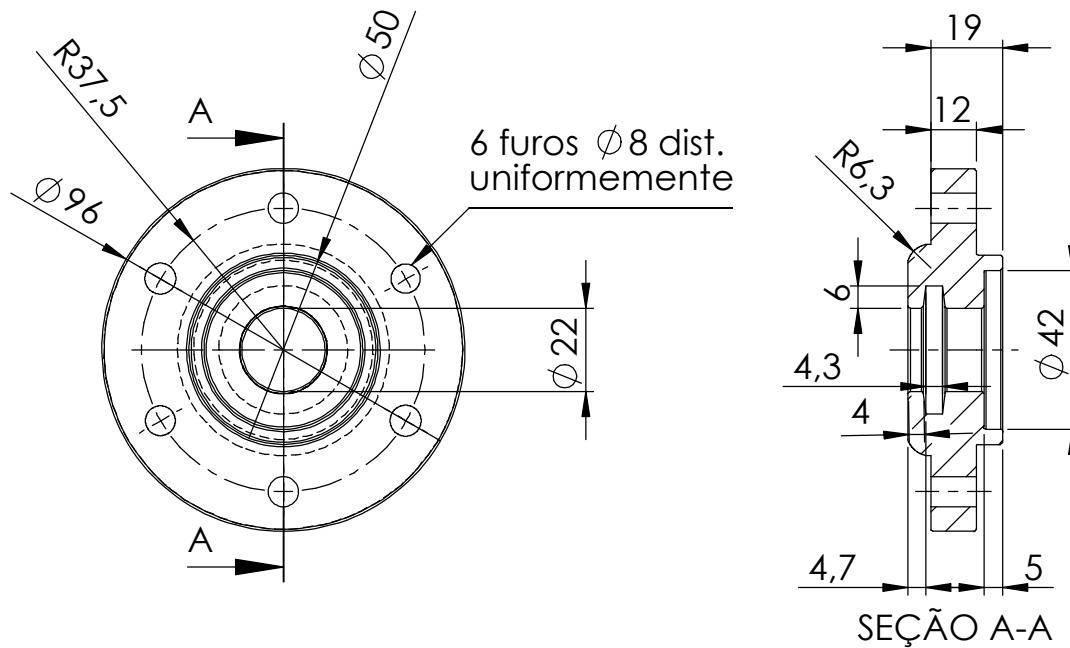
31  $\nabla N7$



Afastamento geral  $\pm 0,1$   
Cantos vivos devem ser adoçados

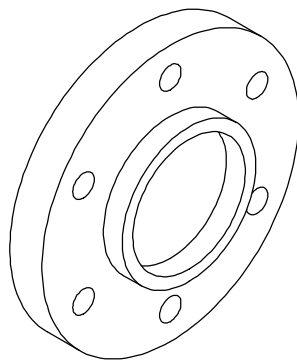
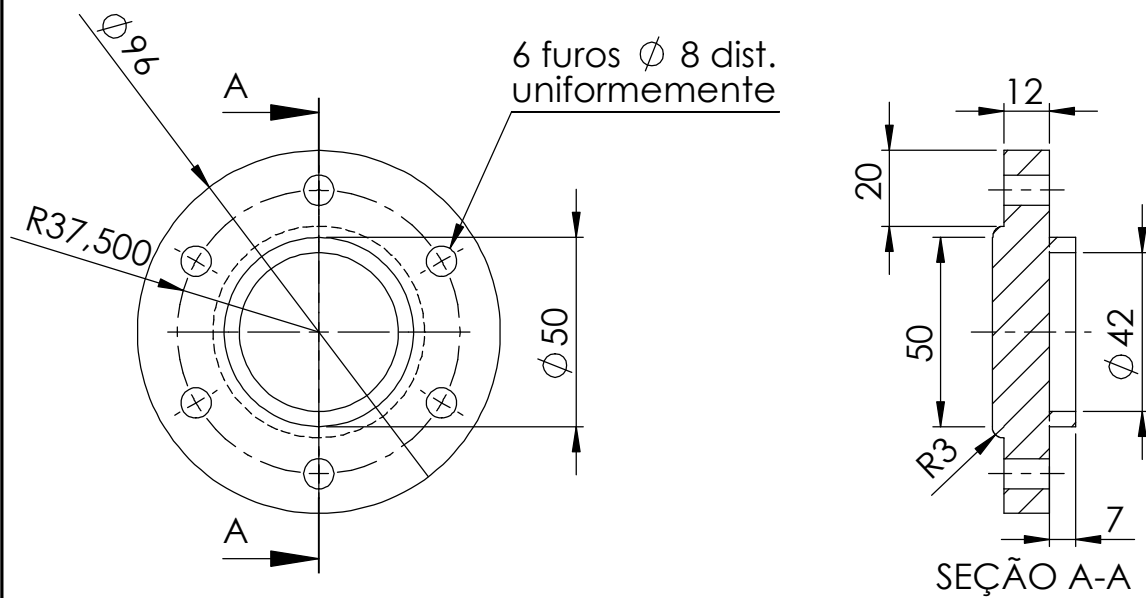
31	Eixo IV	1	Aço SAE 1050 CD $\phi 32 \times 278$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 19/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Escala: 1:2
			Unidade: mm





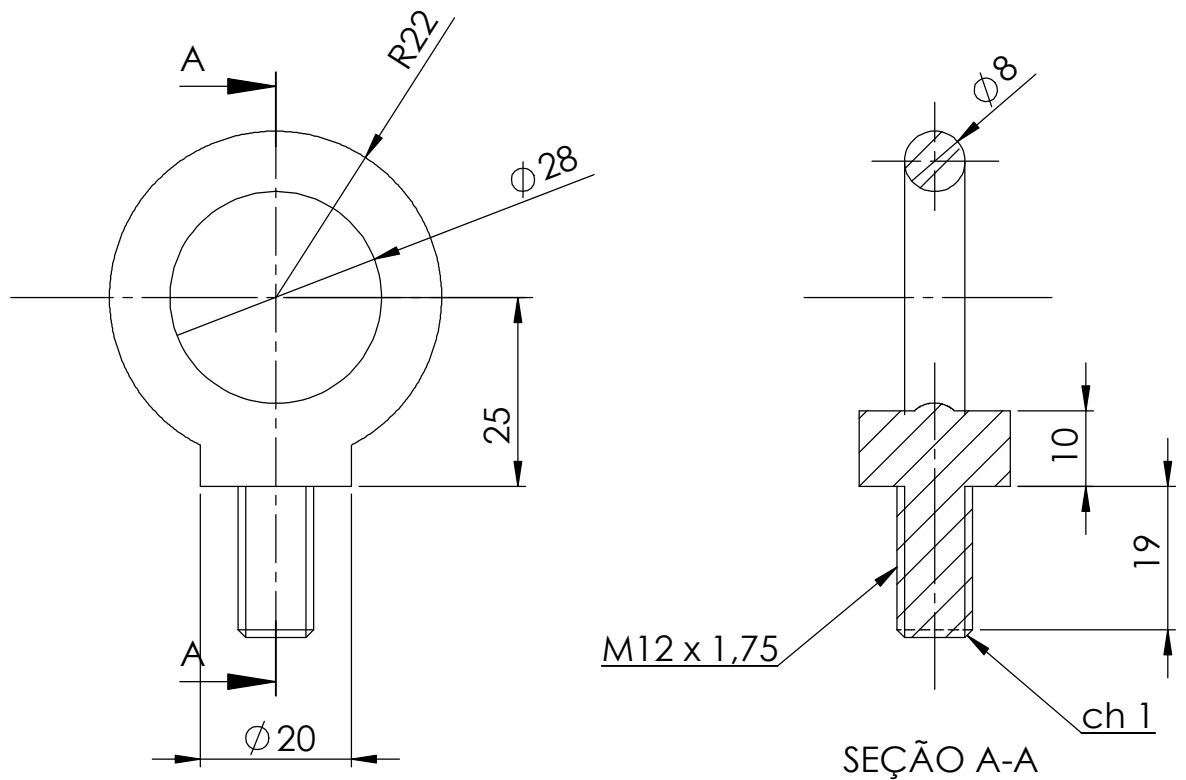
Afastamento geral  $\pm 0,1$   
Cantos vivos devem ser adoçados

32	Tampa para eixos II e IV	2	Ferro Fundido $\square 100 \text{ cm}^3$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 18/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	Unidade: mm



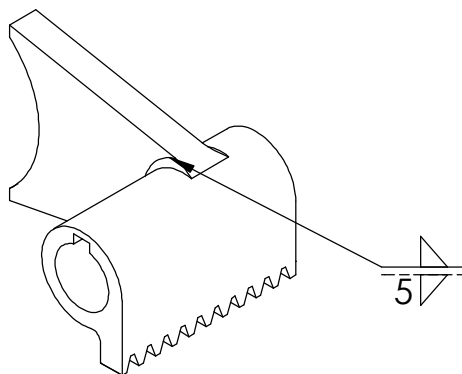
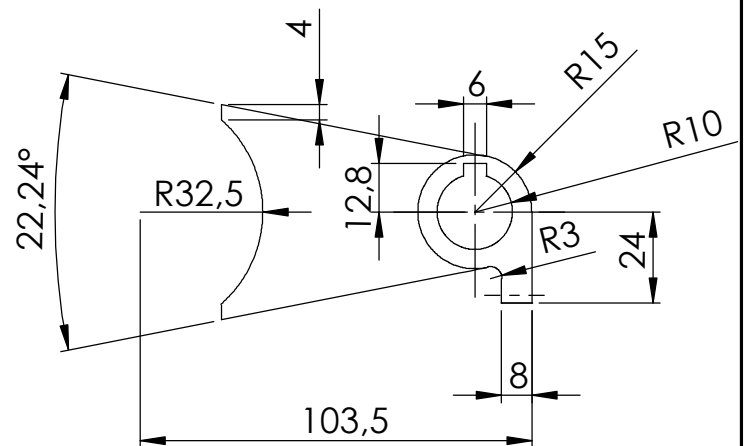
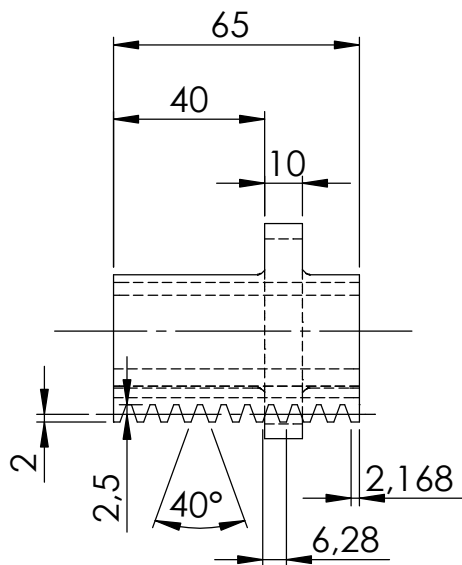
Afastamento geral  $\pm 0,1$   
Cantos vivos devem ser adoçados

35	Tampa para eixo III	2	Ferro Fundido $\square 100 \text{ cm}^3$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 18/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Unidade: mm



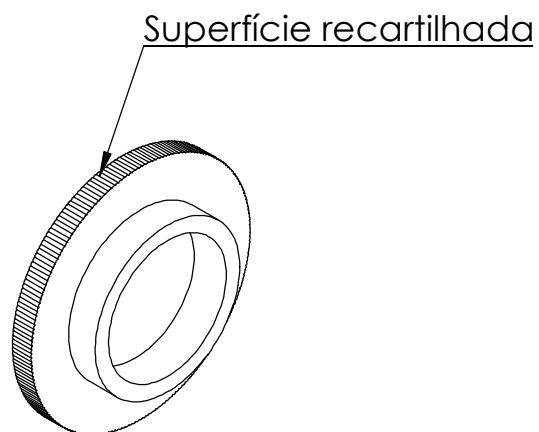
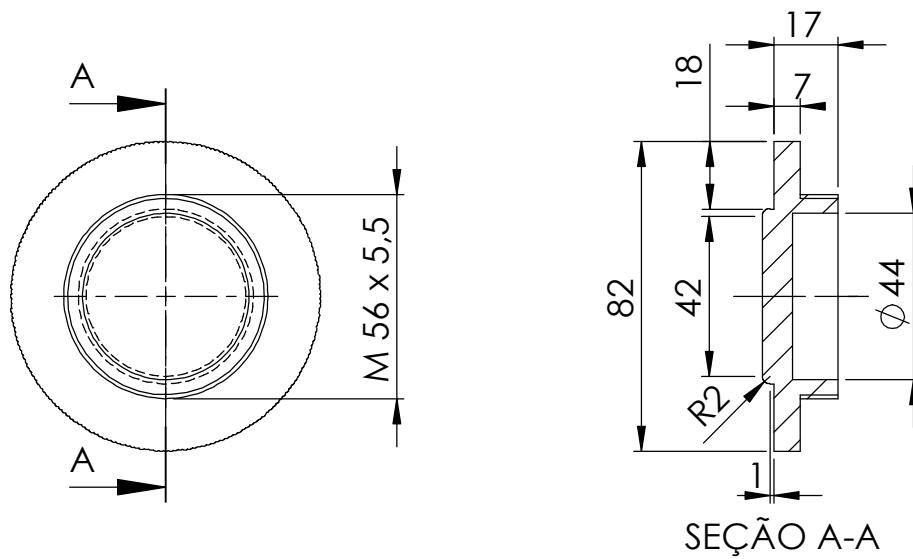
Afastamento geral  $\pm 0,1$   
Cantos vivos devem ser adoçados

37	Gancho para transporte	2	Ferro Fundido $\square 13 \text{ cm}^3$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 18/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Unidade: mm



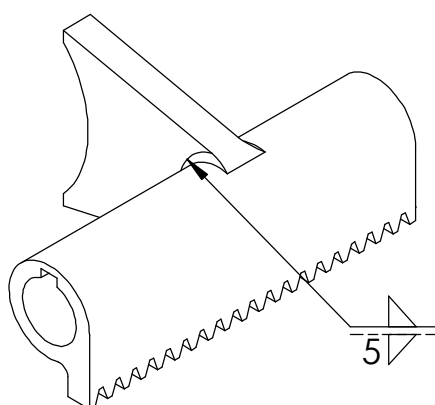
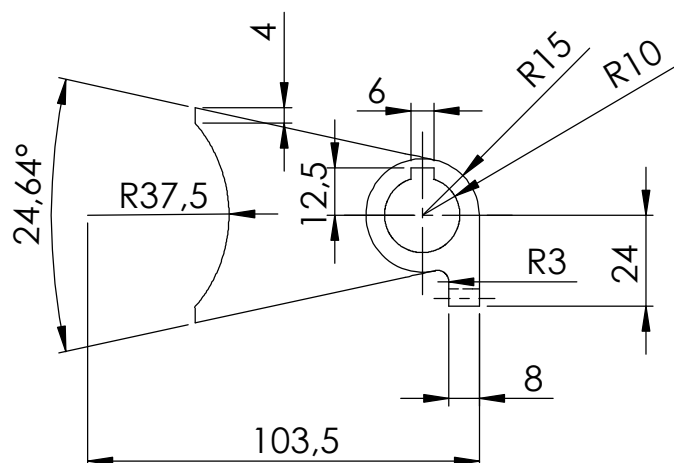
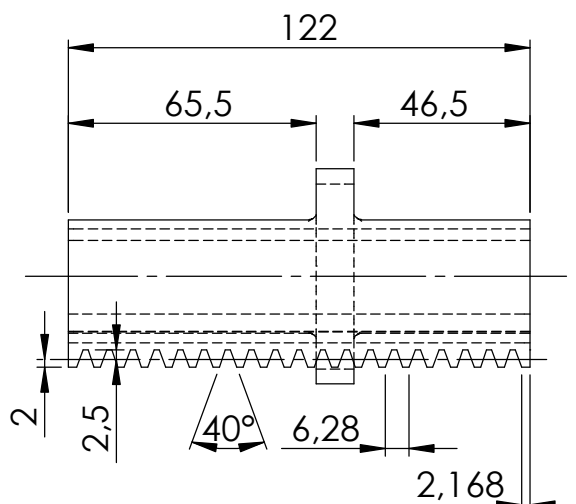
Afastamento geral  $\pm 0,1$   
Cantos vivos devem ser adoçados

39	Cremalheira 2 ( $m = 2, z = 9, \theta = 20^\circ$ )	1	Ferro Fundido $\square 60 \text{ cm}^3$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1º Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 18/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Escala: 1:2
			Unidade: mm



Afastamento geral  $\pm 0,1$   
Cantos vivos devem ser adoçados

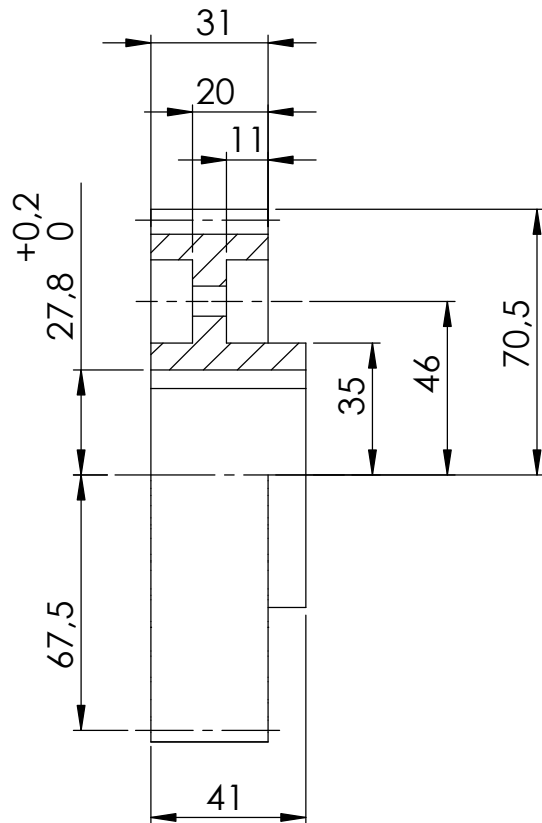
40	Tampa para lubrificação	1	Ferro fundido $\square 50 \text{ cm}^3$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 18/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Unidade: mm



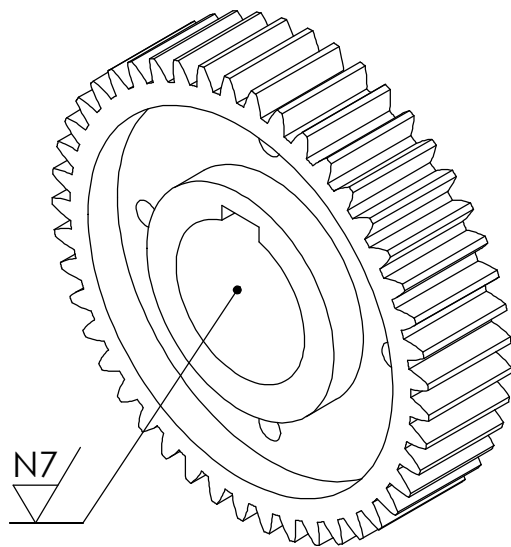
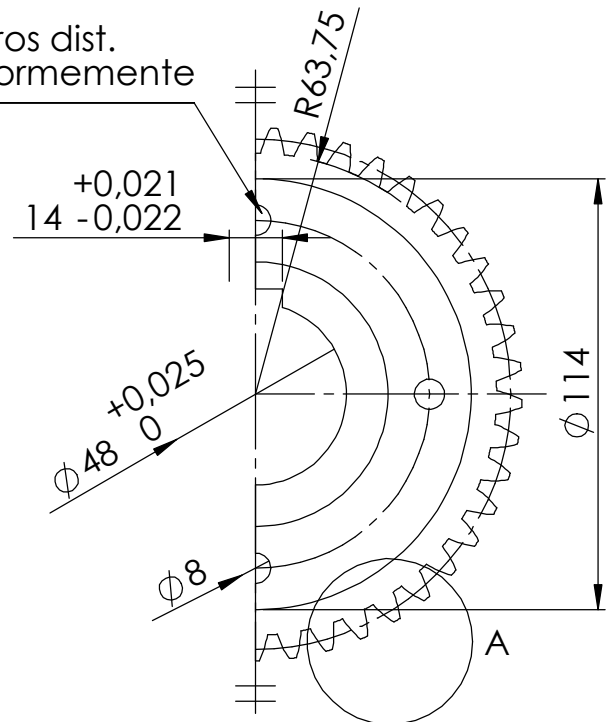
Afastamento geral  $\pm 0,1$   
Cantos vivos devem ser adoçados

41	Cremalheira 1 ( $m = 2, z = 18, \theta = 20^\circ$ )	1	Ferro Fundido $\square 75 \text{ cm}^3$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1º Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 18/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Escala: 1:2
			Unidade: mm

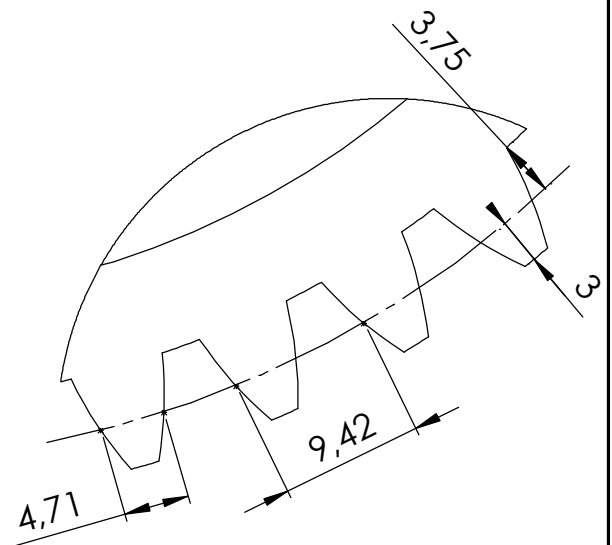
42  $\nabla_{N8}$  ( $\nabla_{N7}$ )



4 furos dist.  
uniformemente



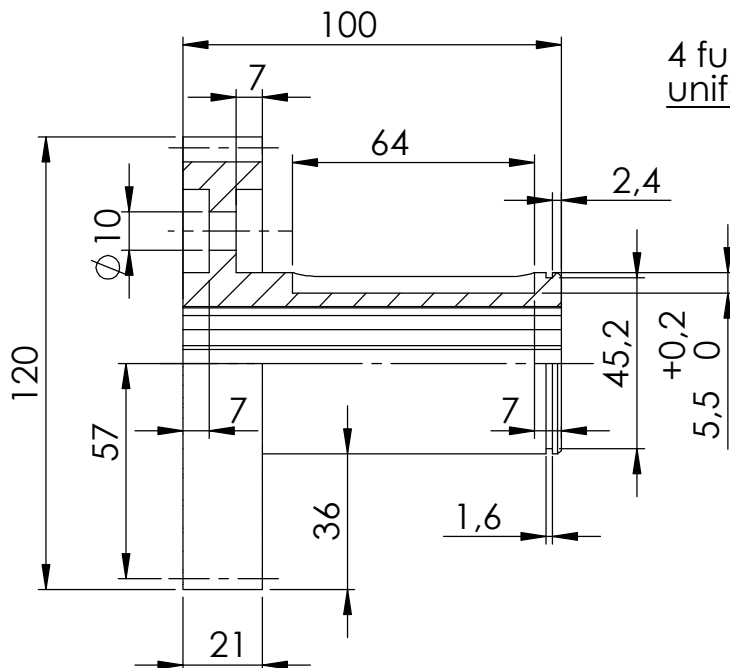
Afastamento geral  $\pm 0,1$   
Cantos vivos devem ser adoçados



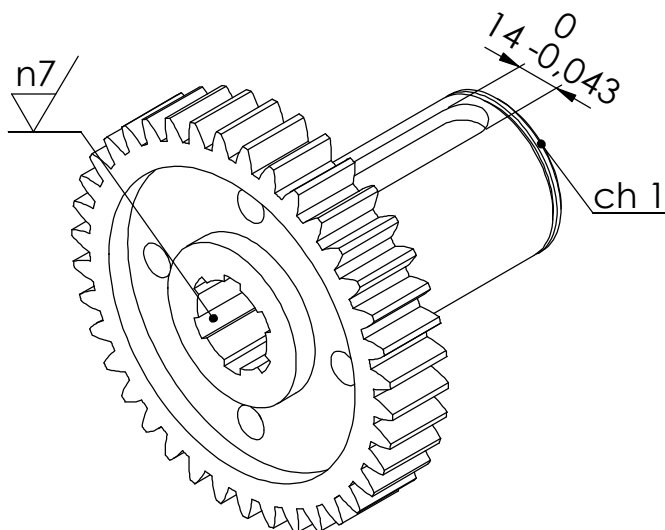
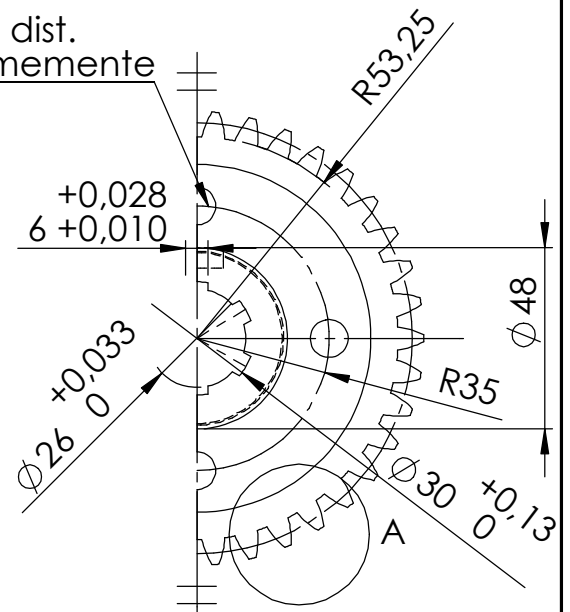
DETALHE A  
ESCALA 2 : 1

42	Engrenagem 4 ( $m = 3$ , $z = 45$ , $\theta = 20^\circ$ )	1	Aço AISI 1030 Q e T $\phi 141 \times 44$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 21/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Unidade: mm

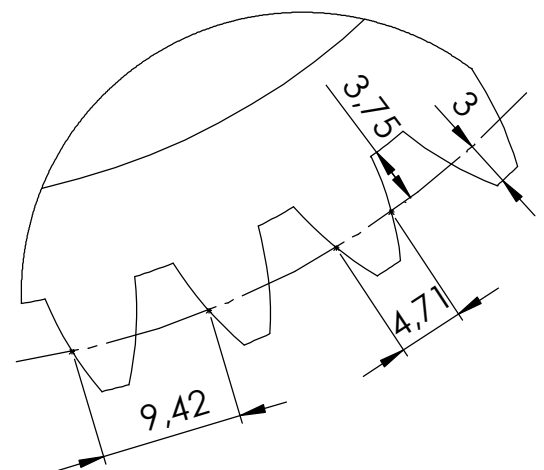
44  $\nabla_{n8}$  ( $\nabla_{n7}$ )



4 furos dist.  
uniformemente



Afastamento geral  $\pm 0,1$   
Cantos vivos devem ser adoçados

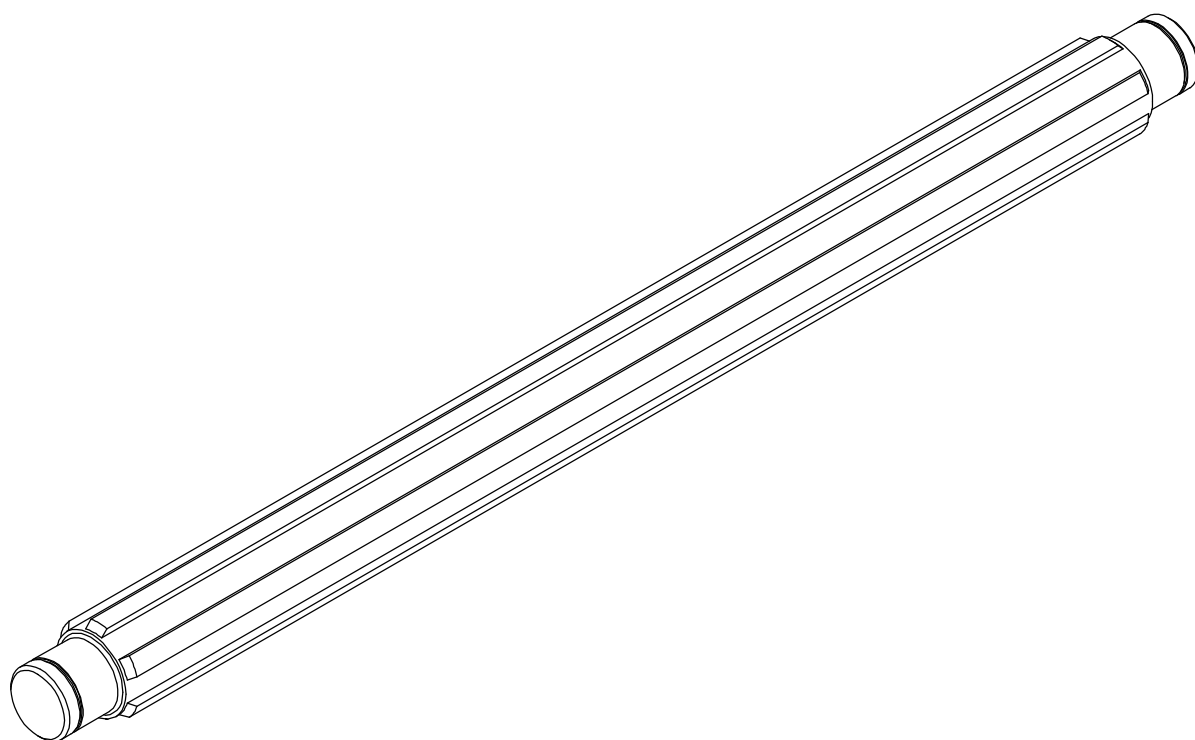
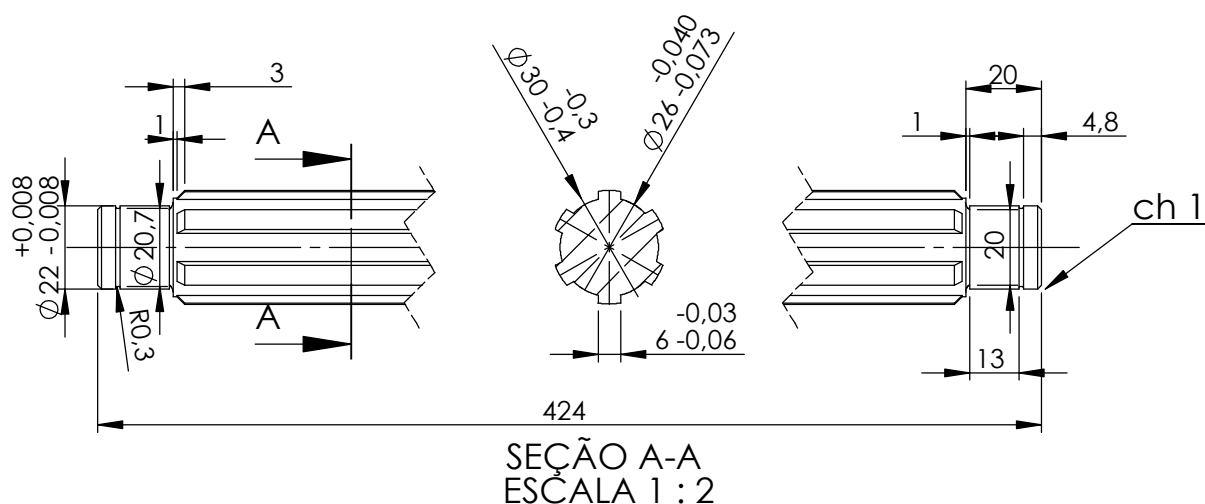


DETALHE A  
ESCALA 2 : 1

44	Engrenagem 6 ( $m = 3, z = 38, \theta = 20^\circ$ )	1	Aço AISI 1030 Q e T $\phi 125 \times 105$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 22/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Unidade: mm



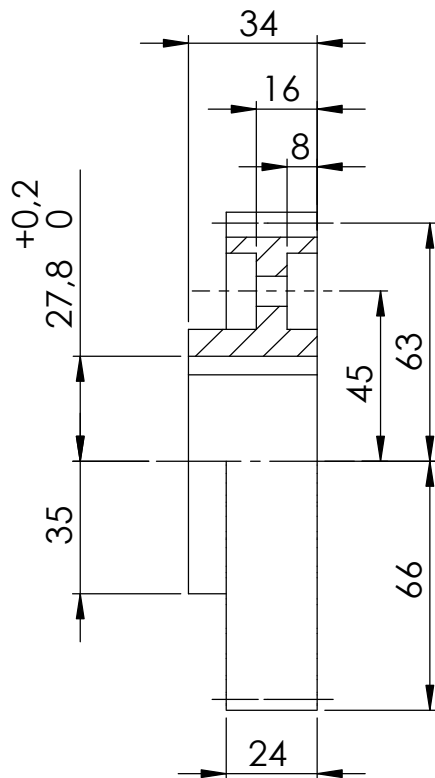
45  $\nabla$  N7



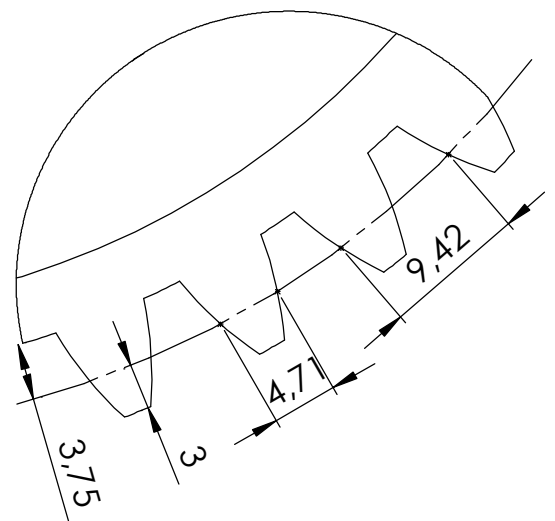
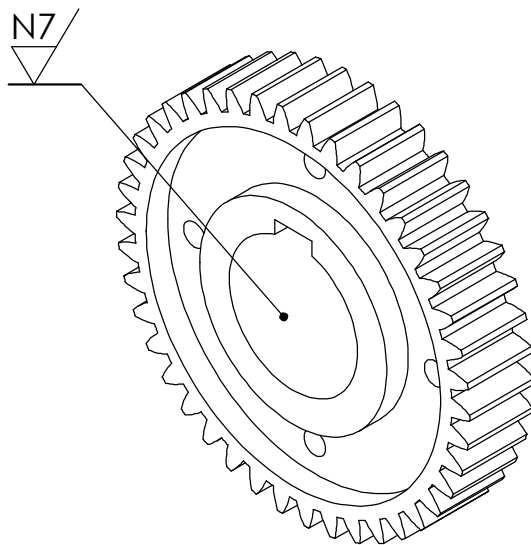
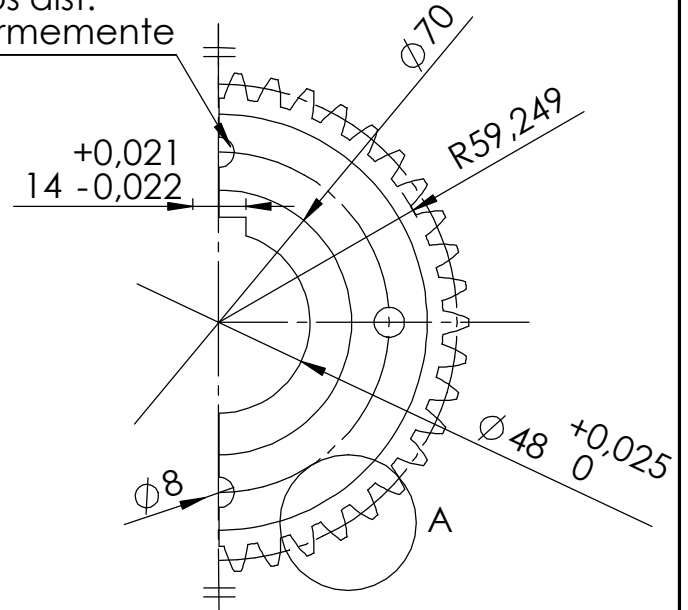
Afastamento geral  $\pm 0,1$   
Cantos vivos devem ser adoçados

45	Eixo estriado	1	Aço SAE 1050 CD $\phi 32 \times 480$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 19/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Escala: 1:2
			Unidade: mm

46  $\nabla \text{N8}$  ( $\nabla \text{N7}$ )



4 furos dist.  
uniformemente

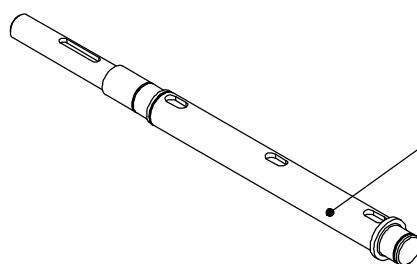
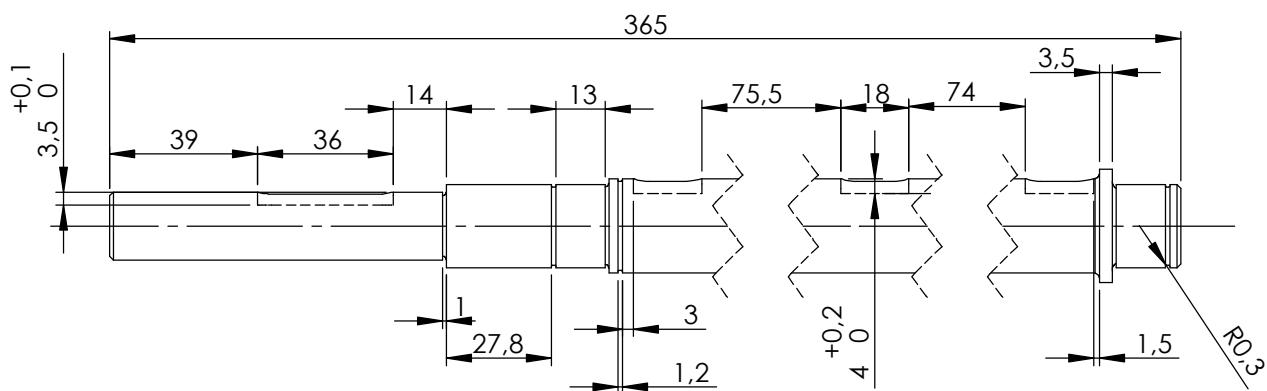
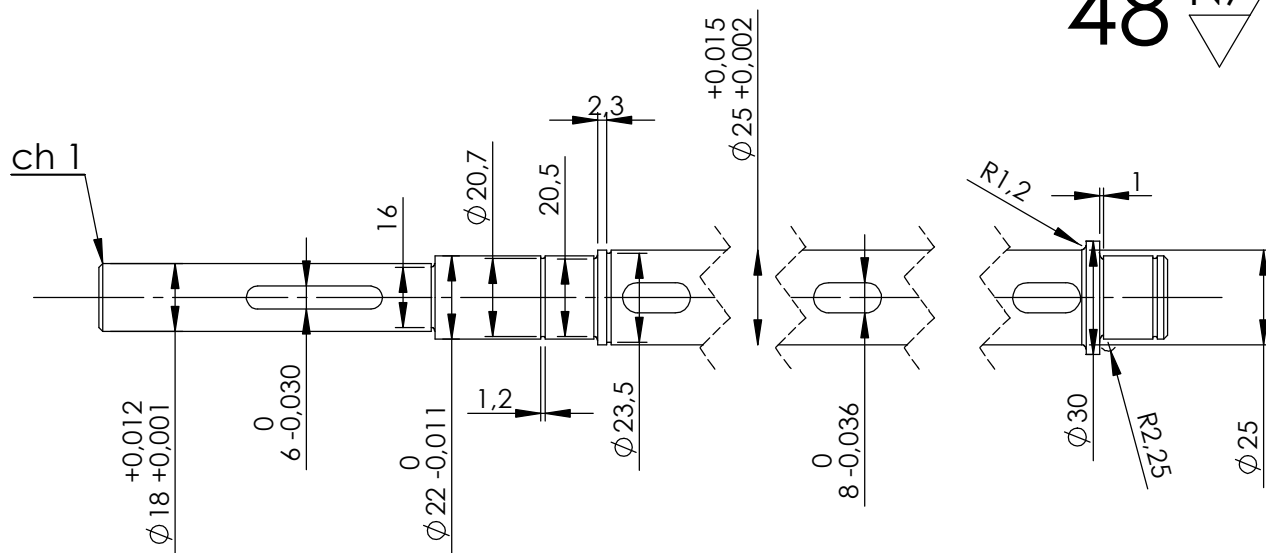


DETALHE A  
ESCALA 2 : 1

Afastamento geral  $\pm 0,1$   
Cantos vivos devem ser adoçados

46	Engrenagem 2 ( $m = 3, z = 42, \theta = 20^\circ$ )	1	Aço AISI 1030 Q e T $\phi 135 \times 36$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 17/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Unidade: mm

48 <sup>N7</sup>

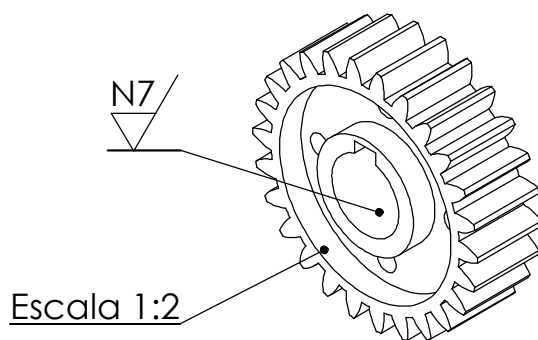
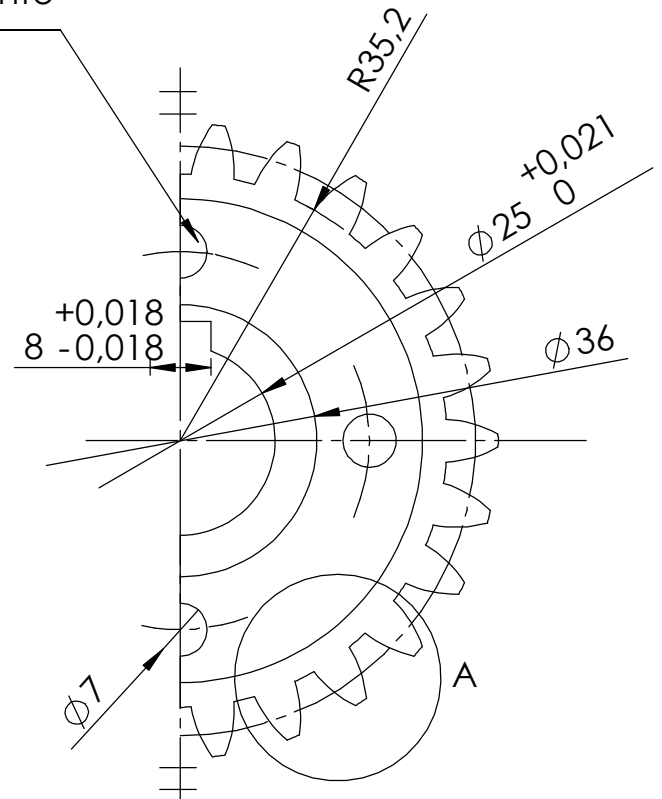
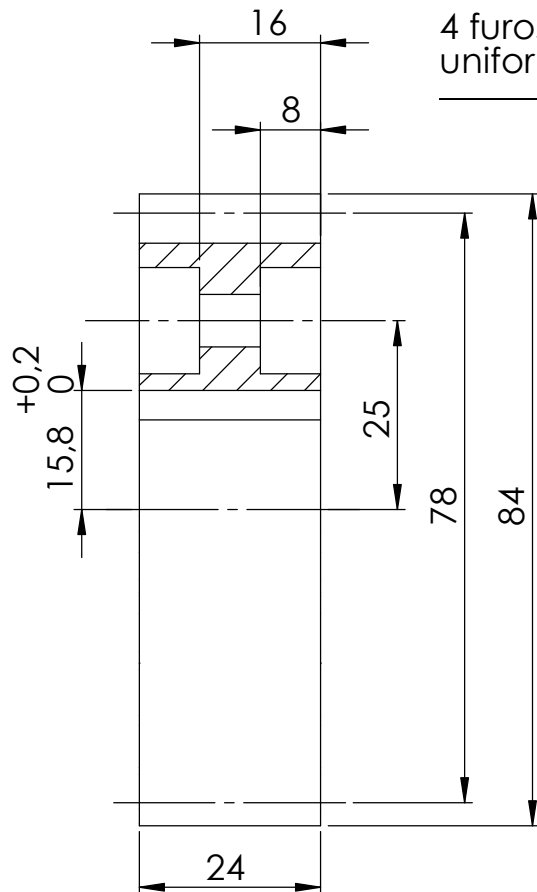


Escala 1:5

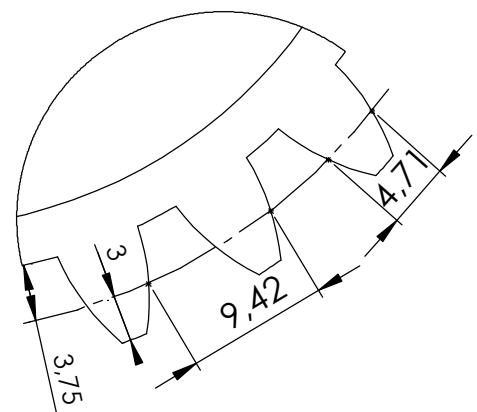
Afastamento geral  $\pm 0,1$   
Cantos vivos devem ser adoçados

48	Eixo II	1	Aço SAE 1050 CD $\phi 32 \times 370$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 19/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Unidade: mm

52  $\nabla$  N8 / (  $\nabla$  N7 )



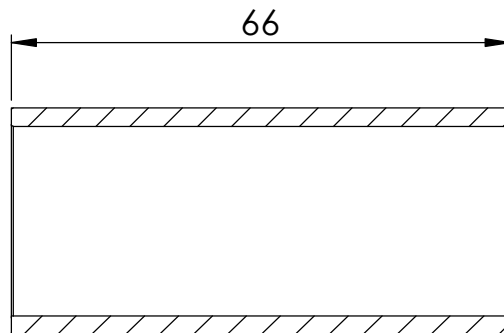
DETALHE A  
ESCALA 2 : 1



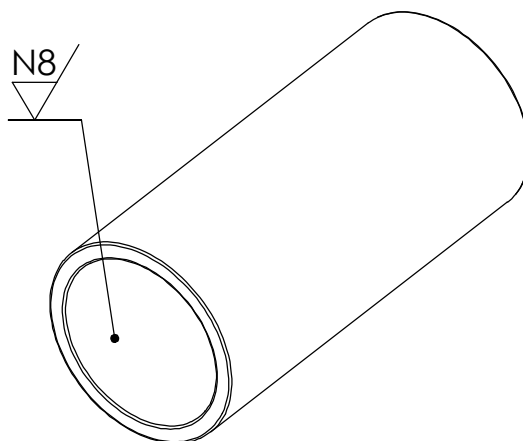
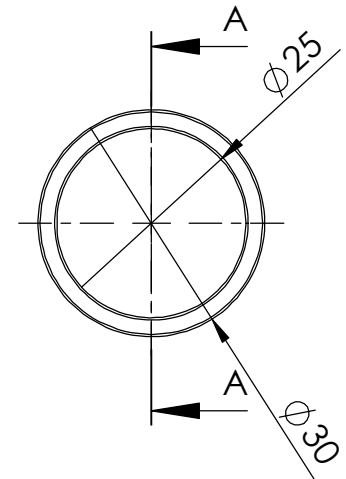
Afastamento geral  $\pm 0,1$   
Cantos vivos devem ser adoçados

52	Engrenagem 1 ( $m = 3, z = 26, \theta = 20^\circ$ )	1	Aço AISI 1030 Q e T $\phi 86 \times 26$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 17/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Escala: 1:1
			Unidade: mm

53  $\frac{N11}{\nabla}$  ( $\frac{N8}{\nabla}$ )



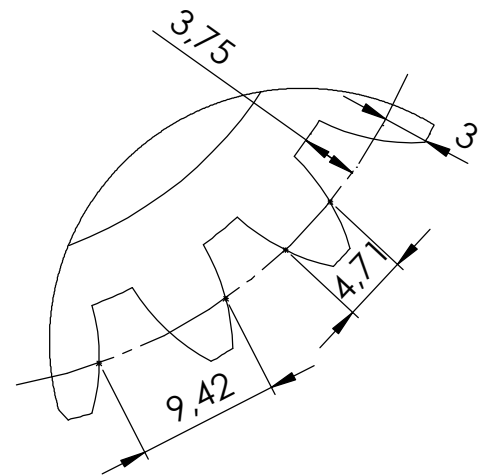
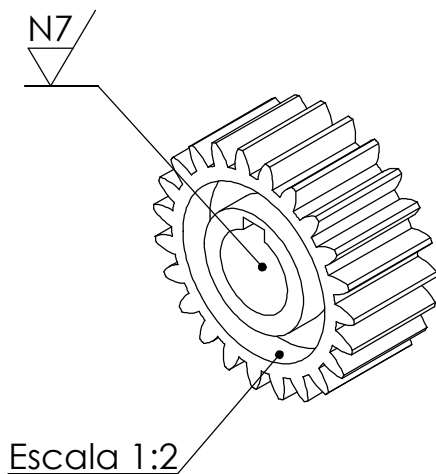
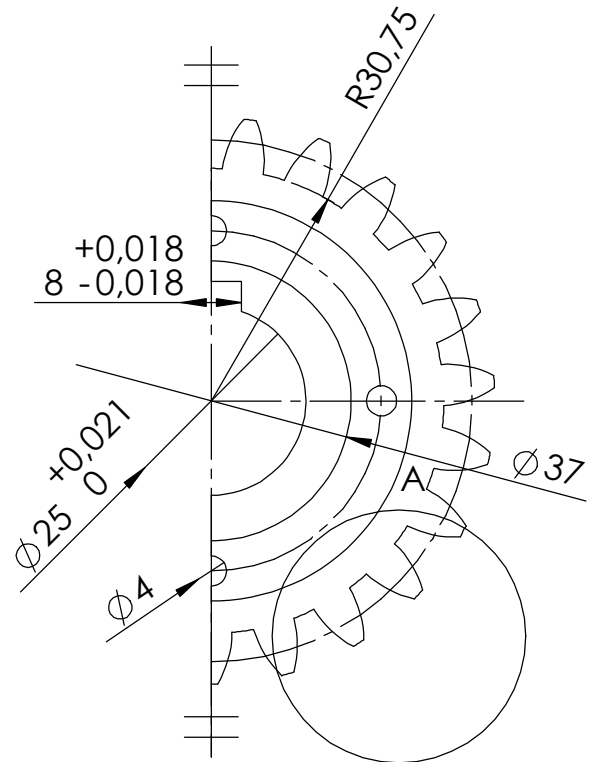
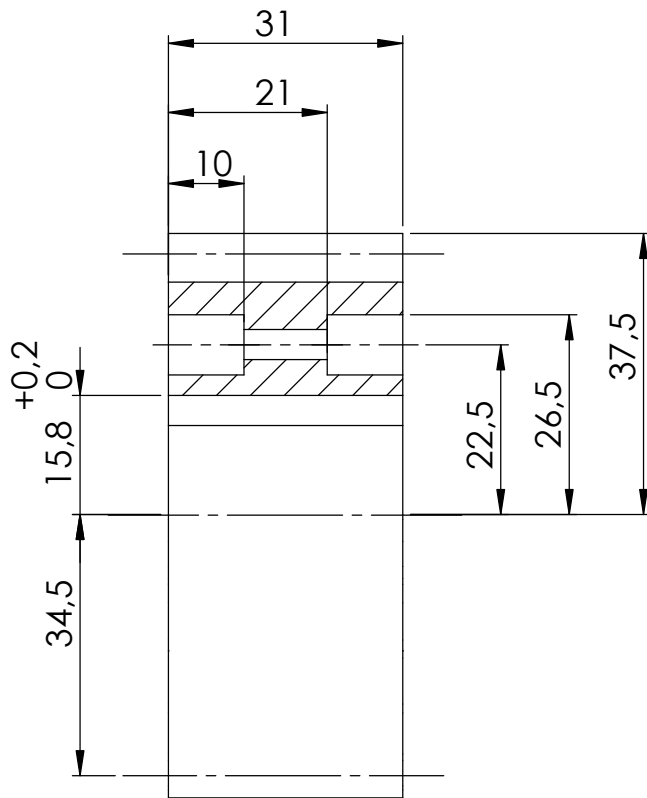
Corte A-A



Afastamento geral  $\pm 0,1$   
Cantos vivos devem ser adoçados

53	Espaçador	3	Ferro fundido $\square 16 \text{ cm}^3$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 18/07/2013	Projeto Final Escala: 1:1
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ Unidade: mm

54  $\nabla \text{N8}$  ( $\nabla \text{N7}$ )

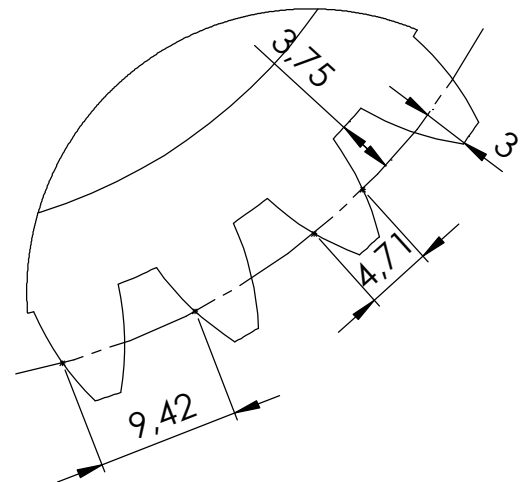
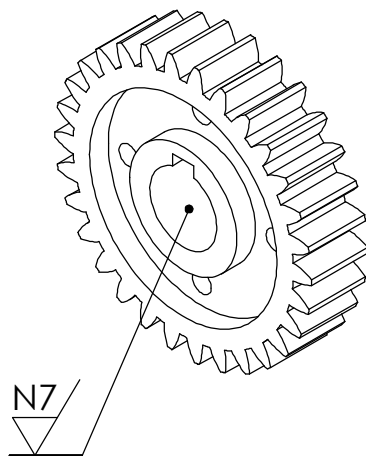
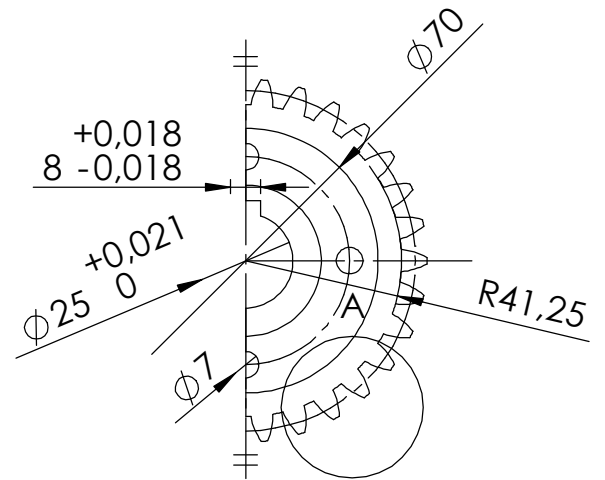
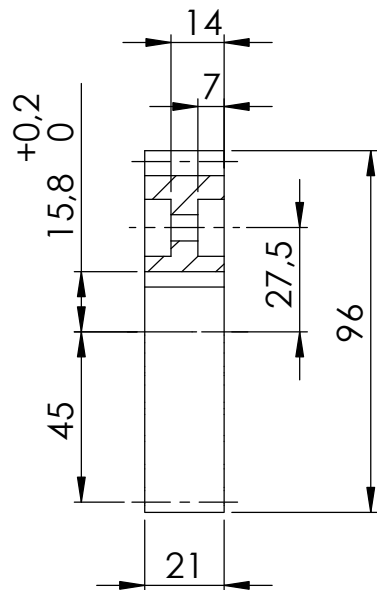


DETALHE A  
ESCALA 2 : 1

Afastamento geral  $\pm 0,1$   
Cantos vivos devem ser adoçados

54	Engrenagem 3 ( $m = 3, z = 23, \theta = 20^\circ$ )	1	Aço AISI 1030 Q e T $\phi 78 \times 35$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 21/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho		Projeto de Graduação	UFRJ
			Unidade: mm

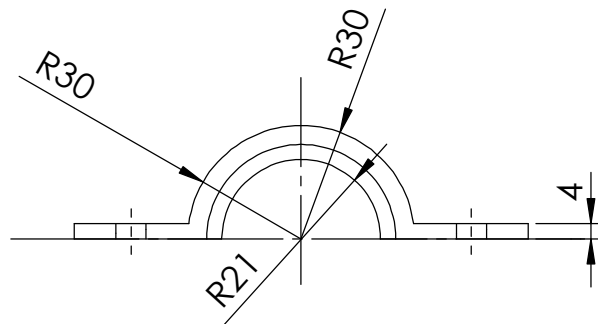
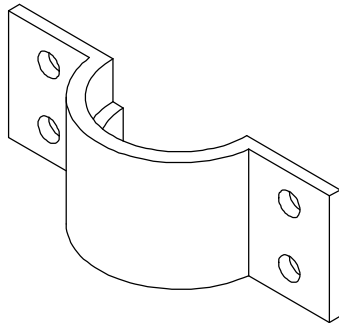
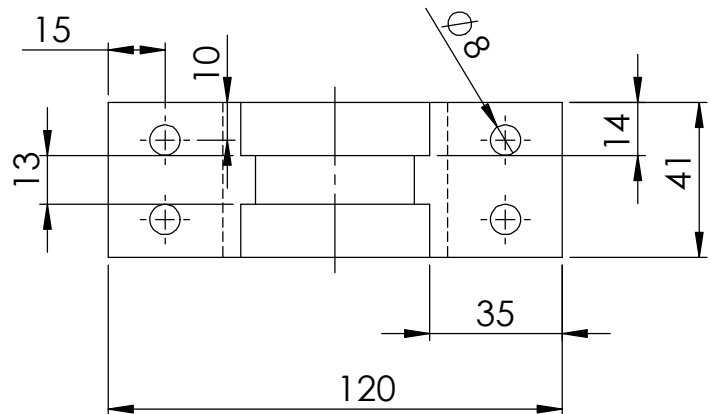
55  $\nabla$  N8 / (N7)



DETALHE A  
ESCALA 2 : 1

Afastamento geral  $\pm 0,1$   
Cantos vivos devem ser adoçados

55	Engrenagem 5 ( $m = 3, z = 30, \theta = 20^\circ$ )	1	Aço AISI 1030 Q e T $\phi 100 \times 35$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 21/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Unidade: mm

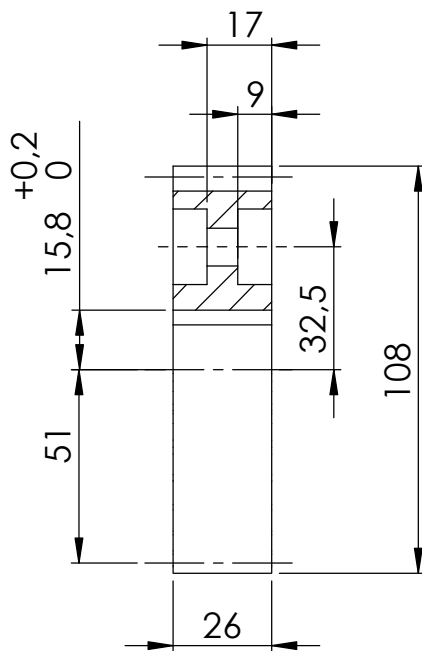


Afastamento geral  $\pm 0,1$   
Cantos vivos devem ser adoçados

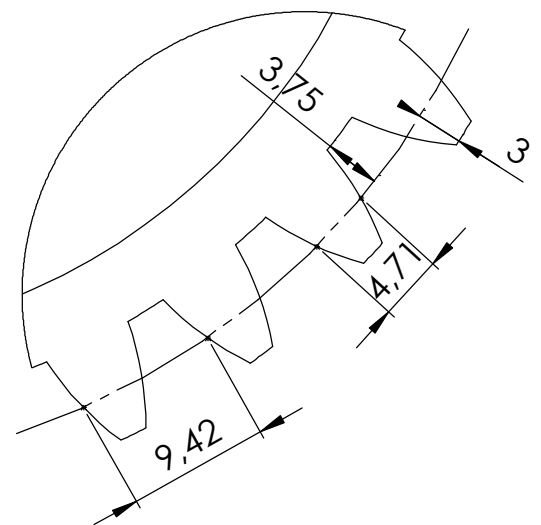
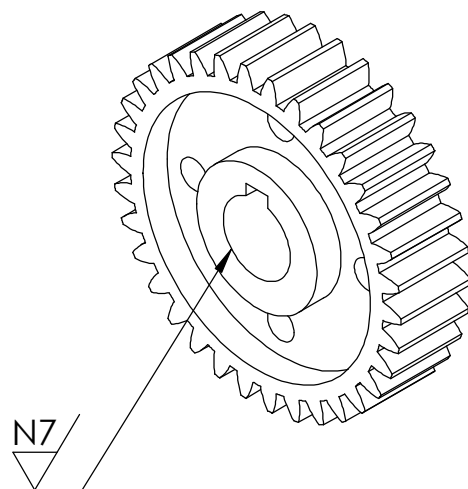
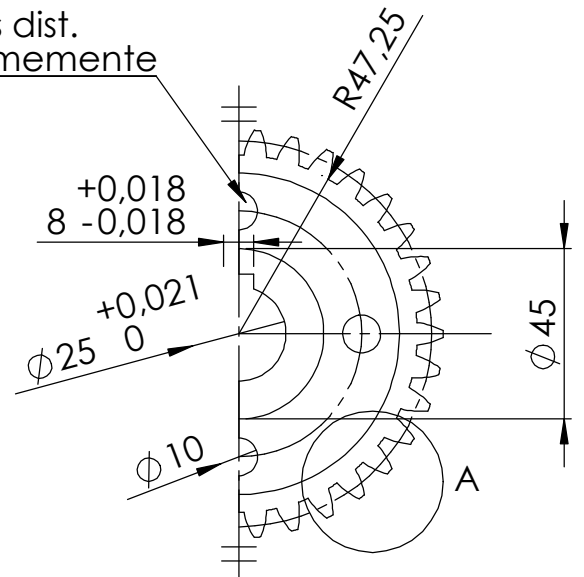
56	Tampa do mancal	1	Ferro Fundido $\square$ 35 cm <sup>3</sup>
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 18/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Escala: 1:2
			Unidade: mm



58  $\nabla$ <sup>N8</sup> ( $\nabla$ <sup>N7</sup>)



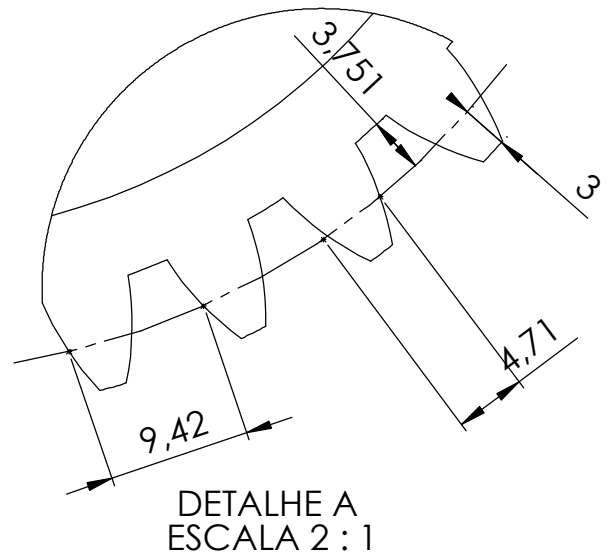
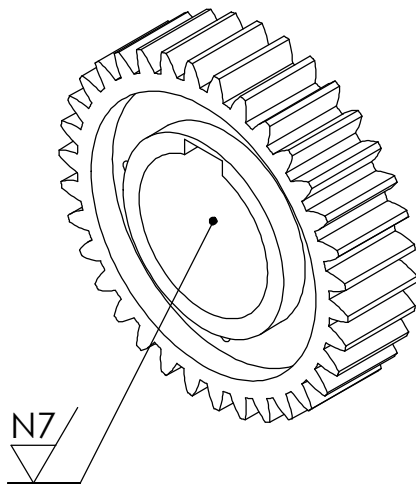
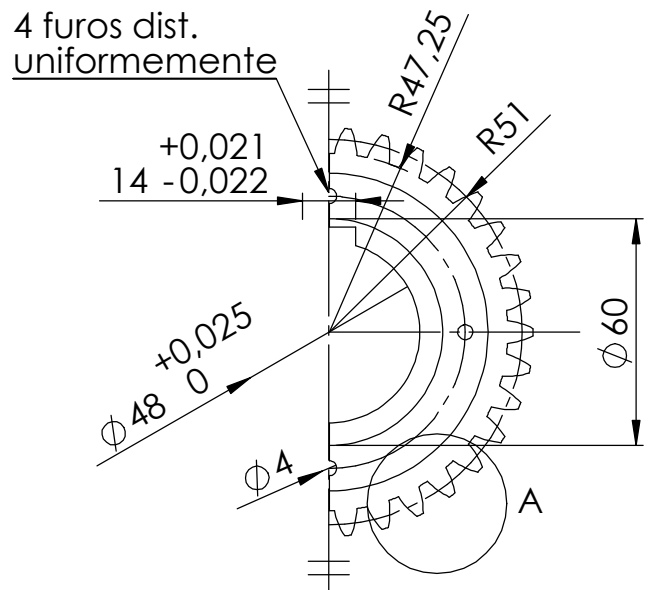
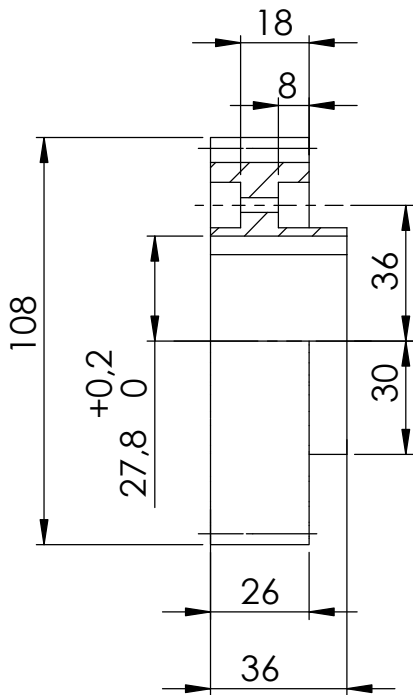
4 furos dist.  
uniformemente



DETALHE A  
ESCALA 2 : 1

Afastamento geral  $\pm 0,1$   
Cantos vivos devem ser adoçados

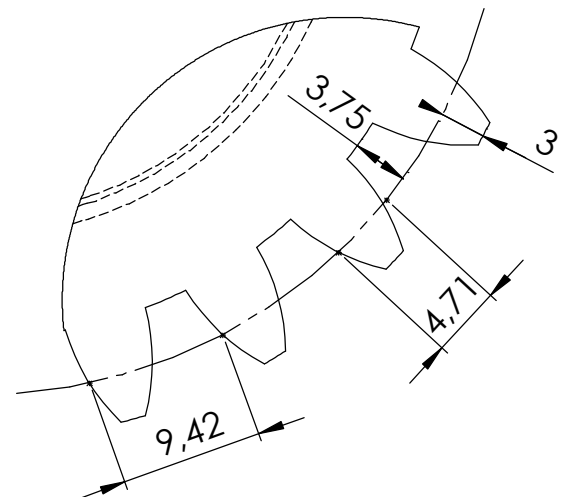
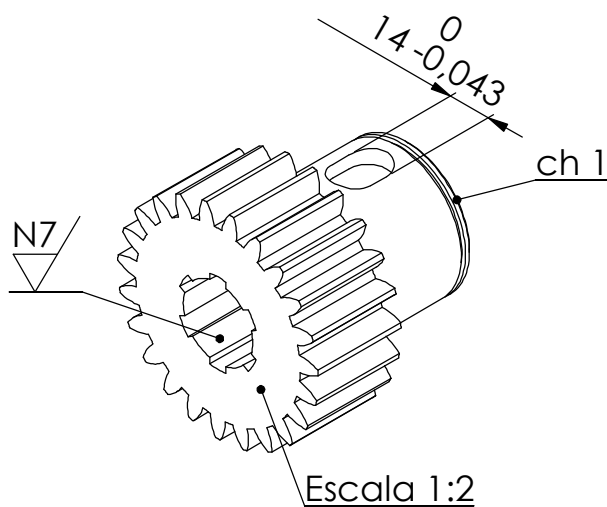
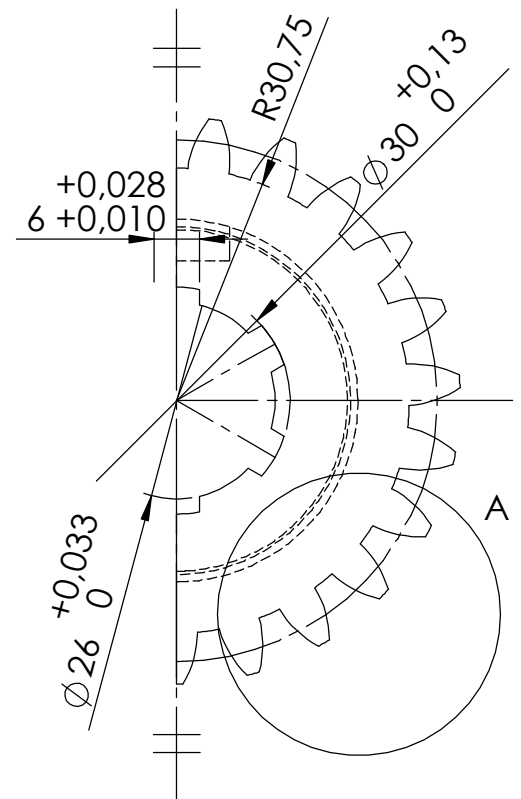
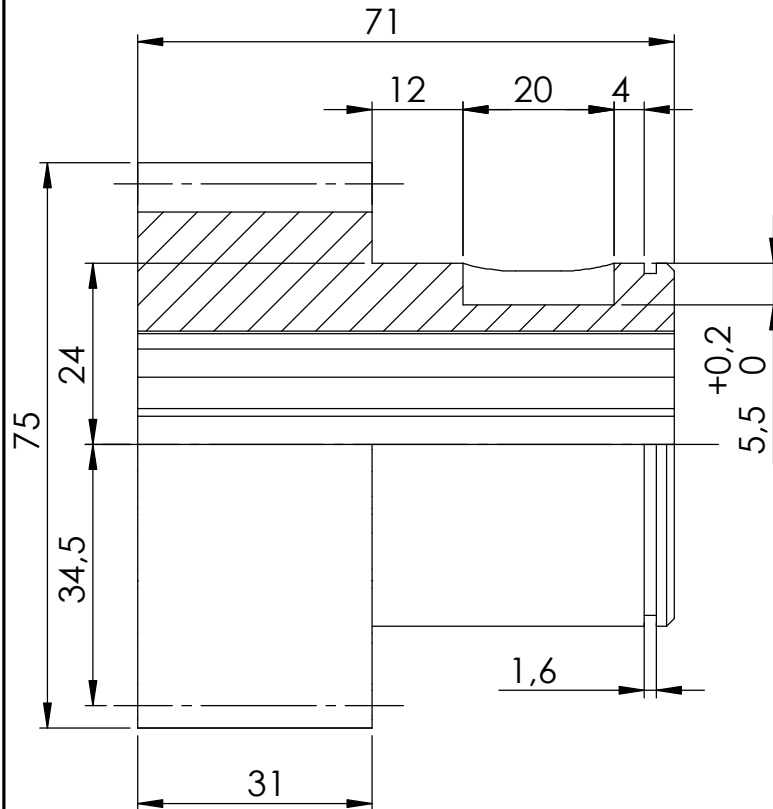
58	Engrenagem 8 ( $m = 3$ , $z = 34$ , $\theta = 20^\circ$ )	1	Aço AISI 1030 Q e T $\phi 108 \times 30$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 21/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Unidade: mm

$$59 \nabla_{N8} / \left( \nabla_{N7} / \right)$$


Afastamento geral  $\pm 0,1$   
Cantos vivos devem ser adoçados

59	Engrenagem 7 ( $m = 3, z = 34, \theta = 20^\circ$ )	1	Aço AISI 1030 Q e T $\phi 112 \times 40$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1º Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade	Data: 21/07/2013	Projeto Final	Escala: 1:2
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Sueli Dutra	Projeto de Graduação	UFRJ	Unidade: mm

60  $\nabla$  N8 / (N7)

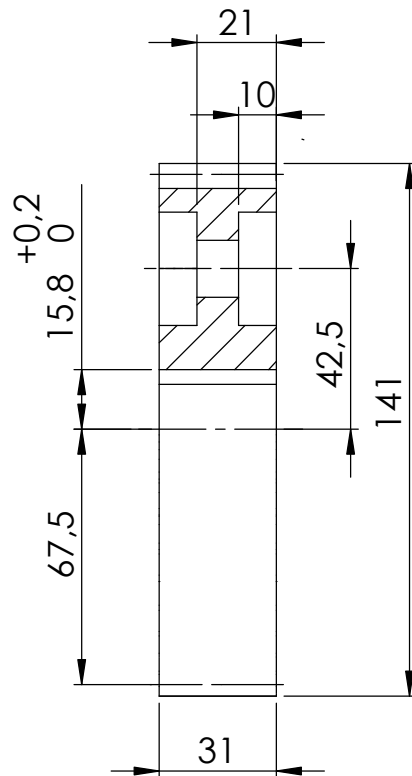


DETALHE A  
ESCALA 2 : 1

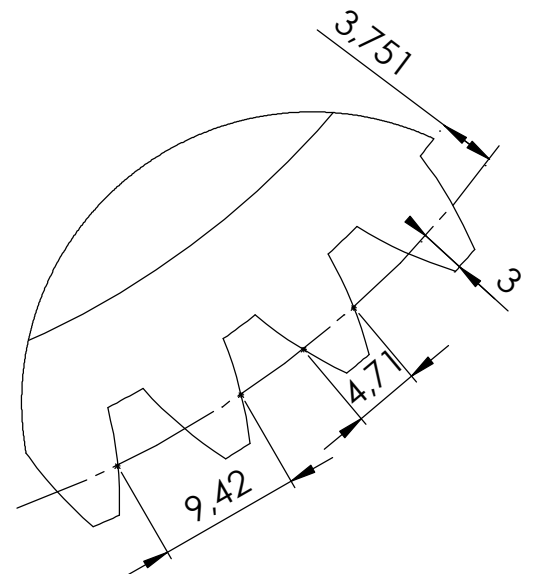
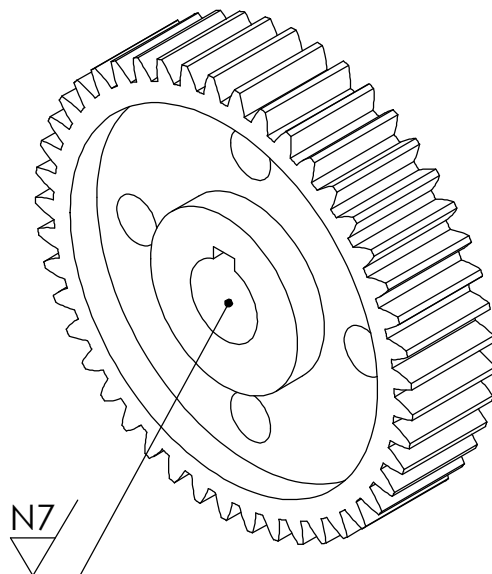
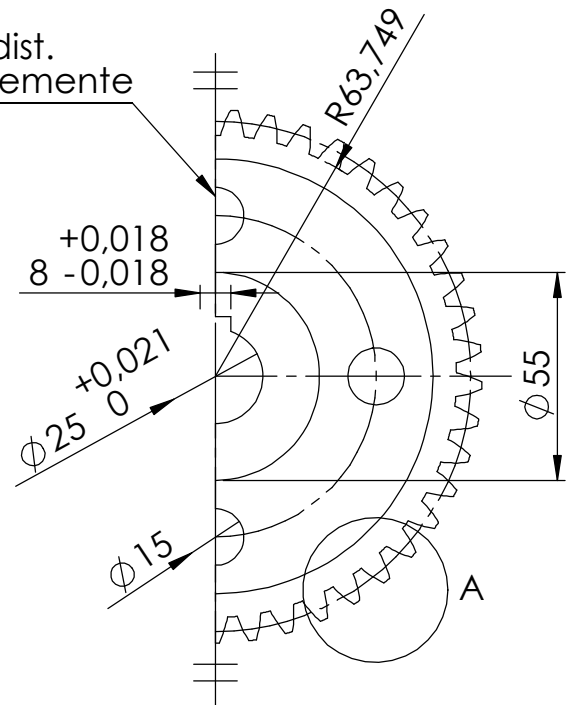
Afastamento geral  $\pm 0,1$   
Cantos vivos devem ser adoçados

60	Engrenagem 9 ( $m = 3, z = 23, \theta = 20^\circ$ )	1	Aço AISI 1030 Q e T $\phi 80 \times 75$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 21/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Unidade: mm

61  $\nabla$  N8 / (N7)



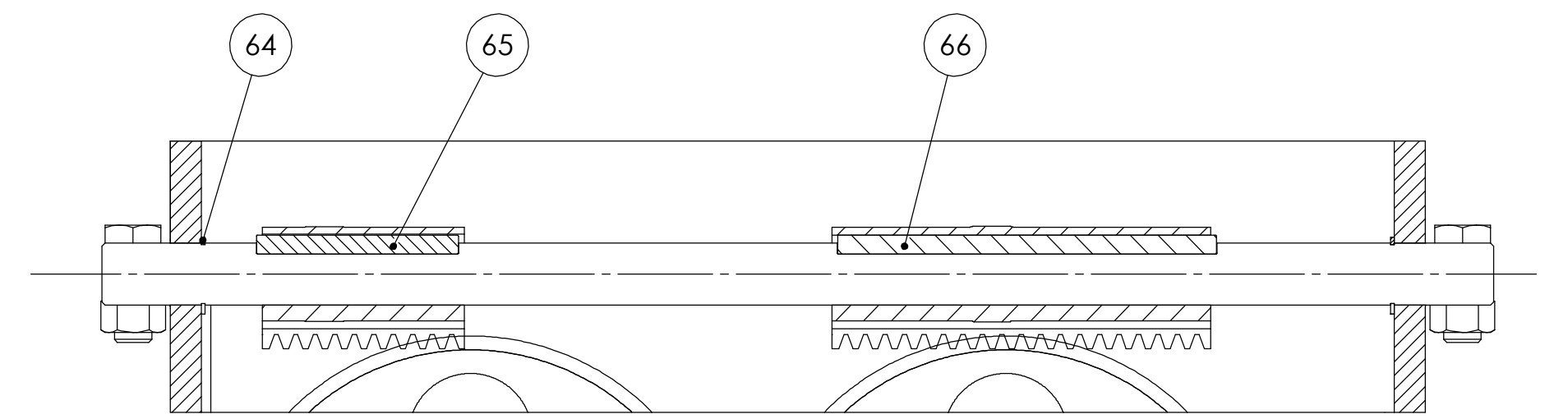
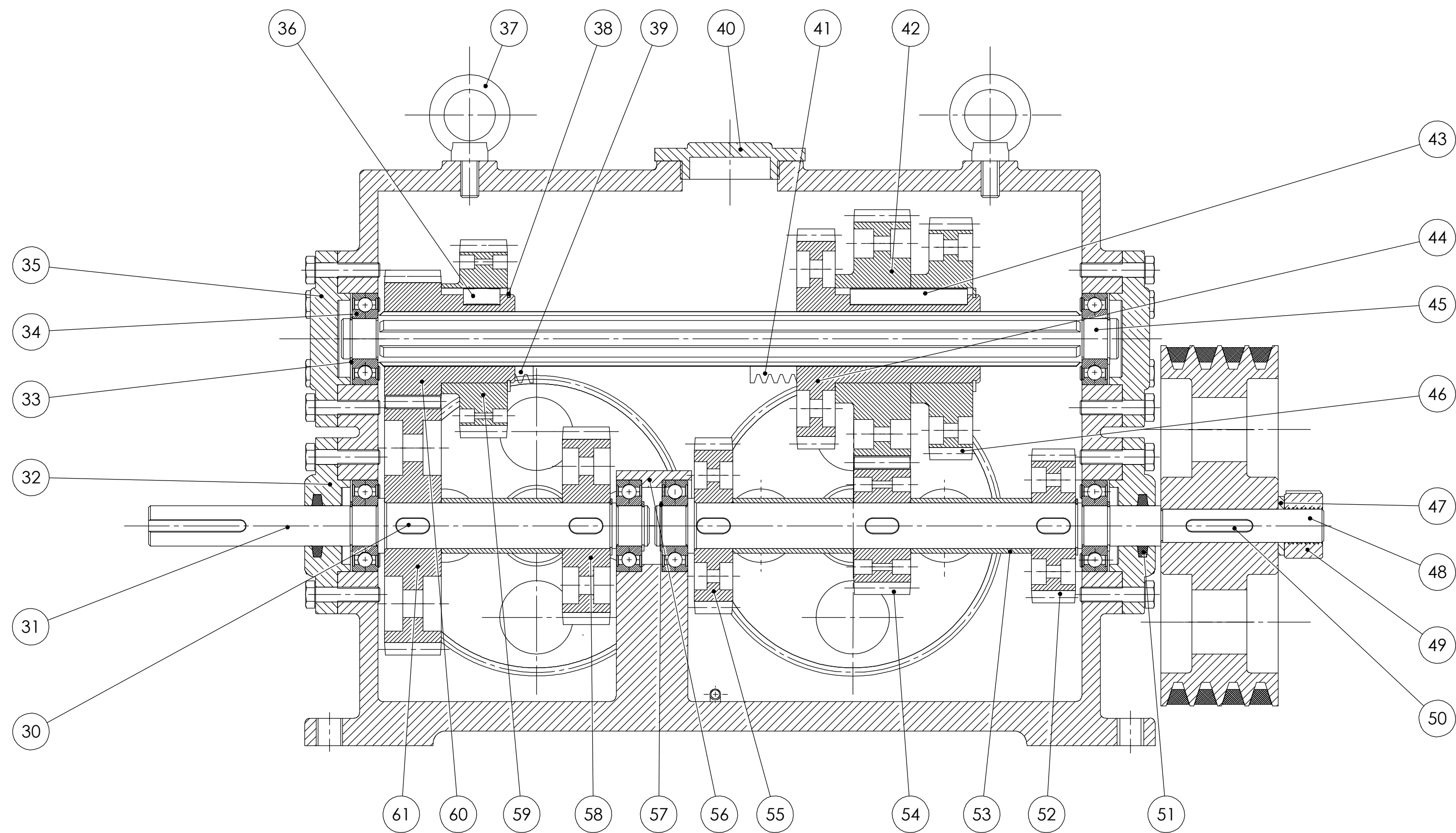
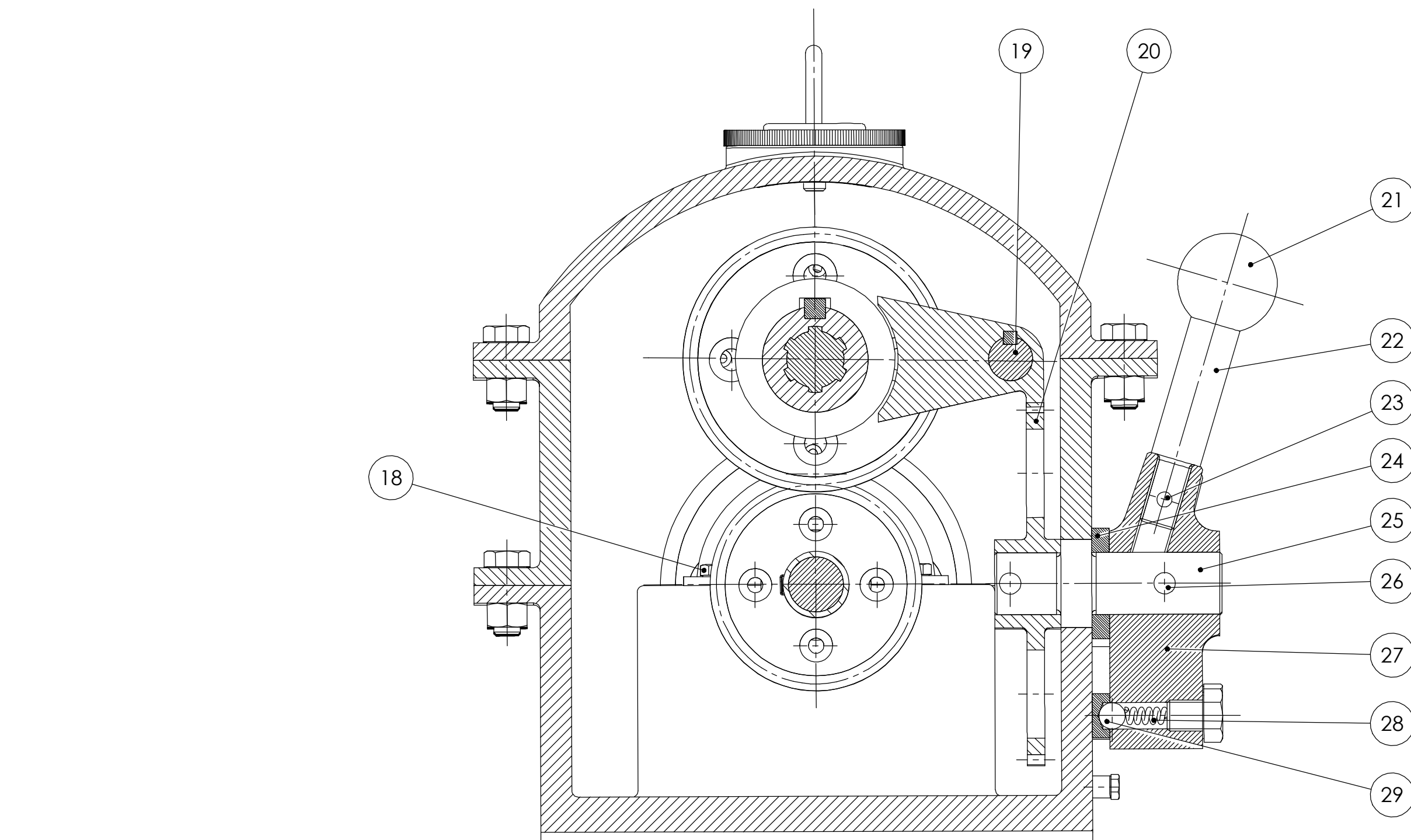
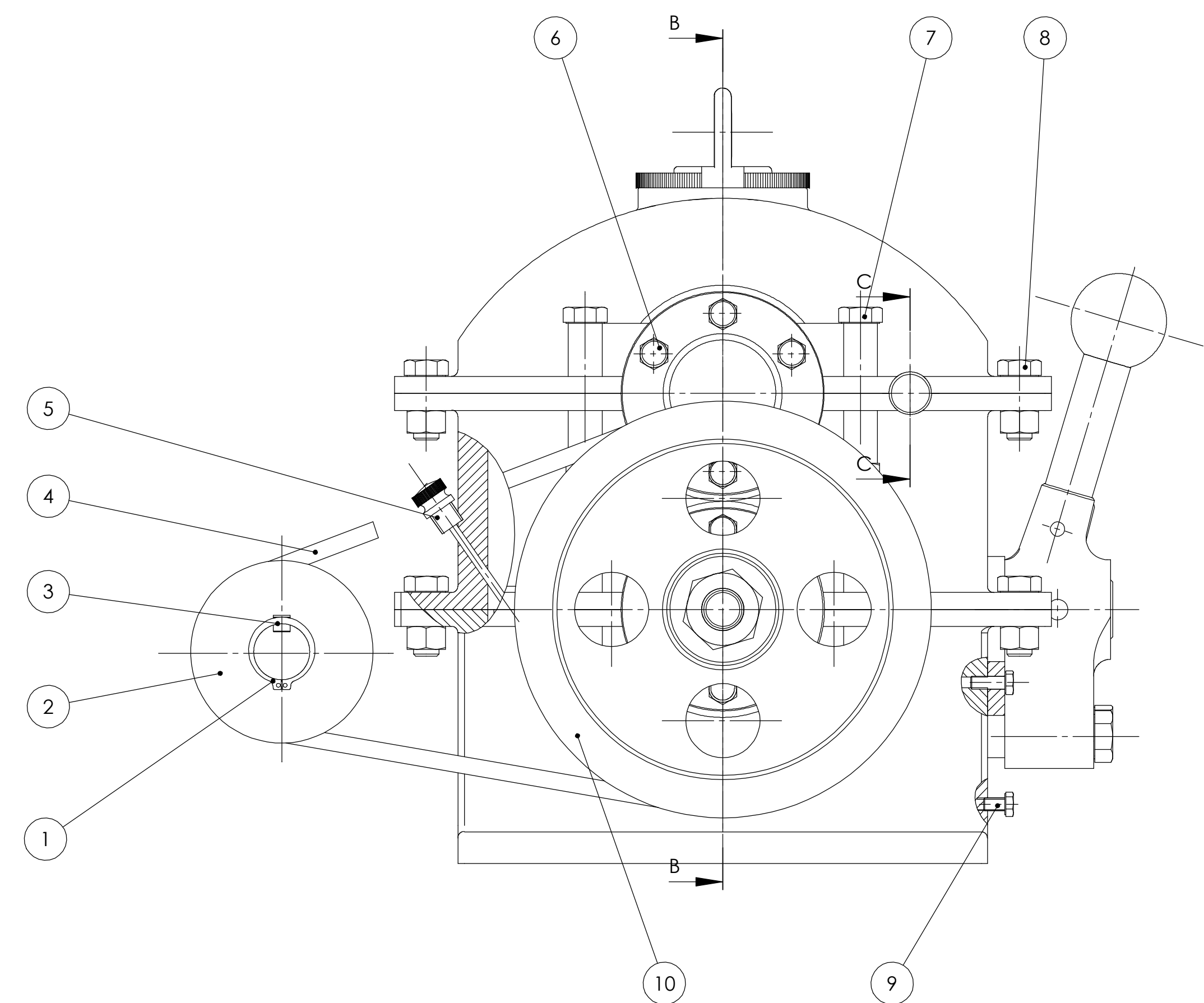
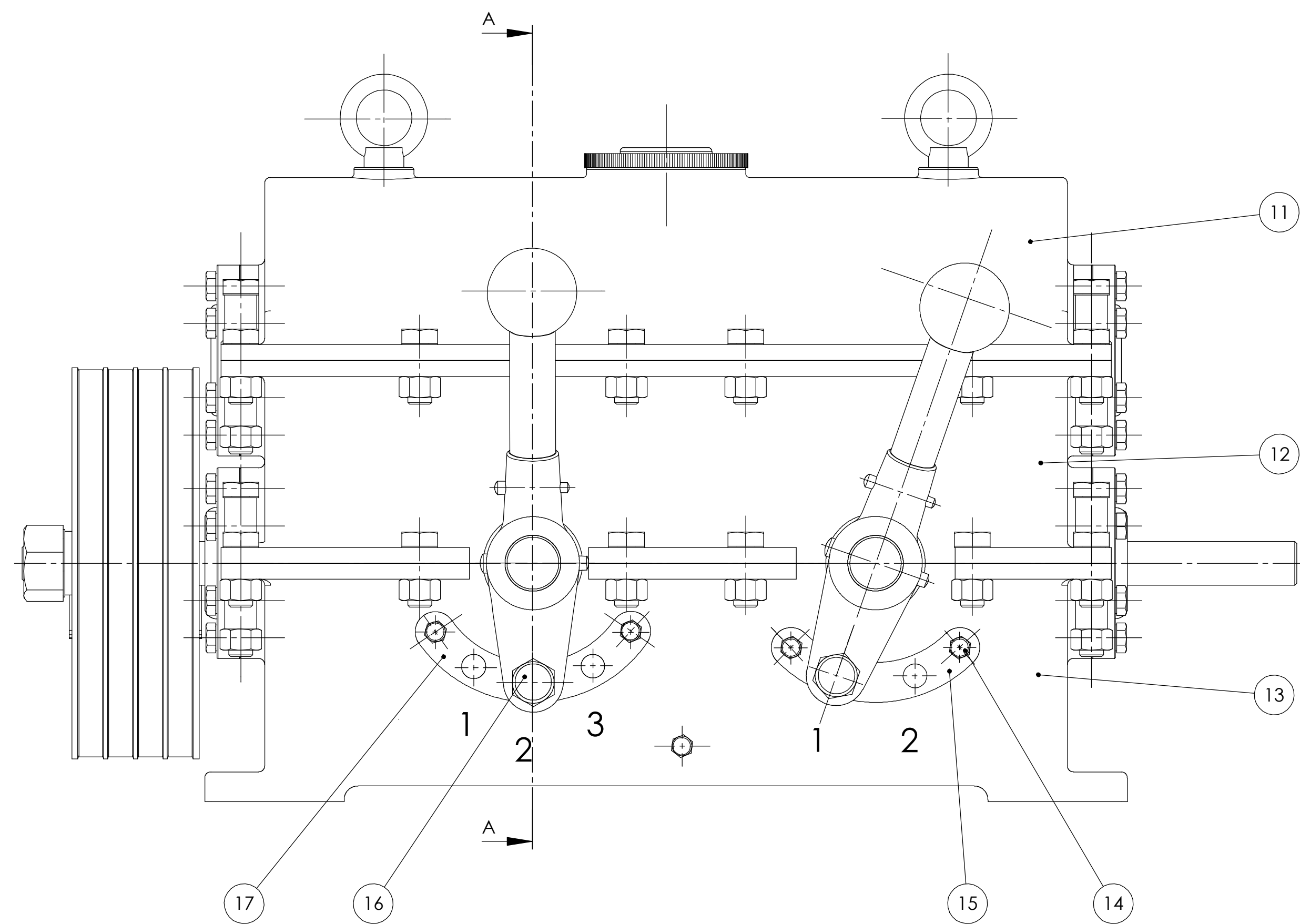
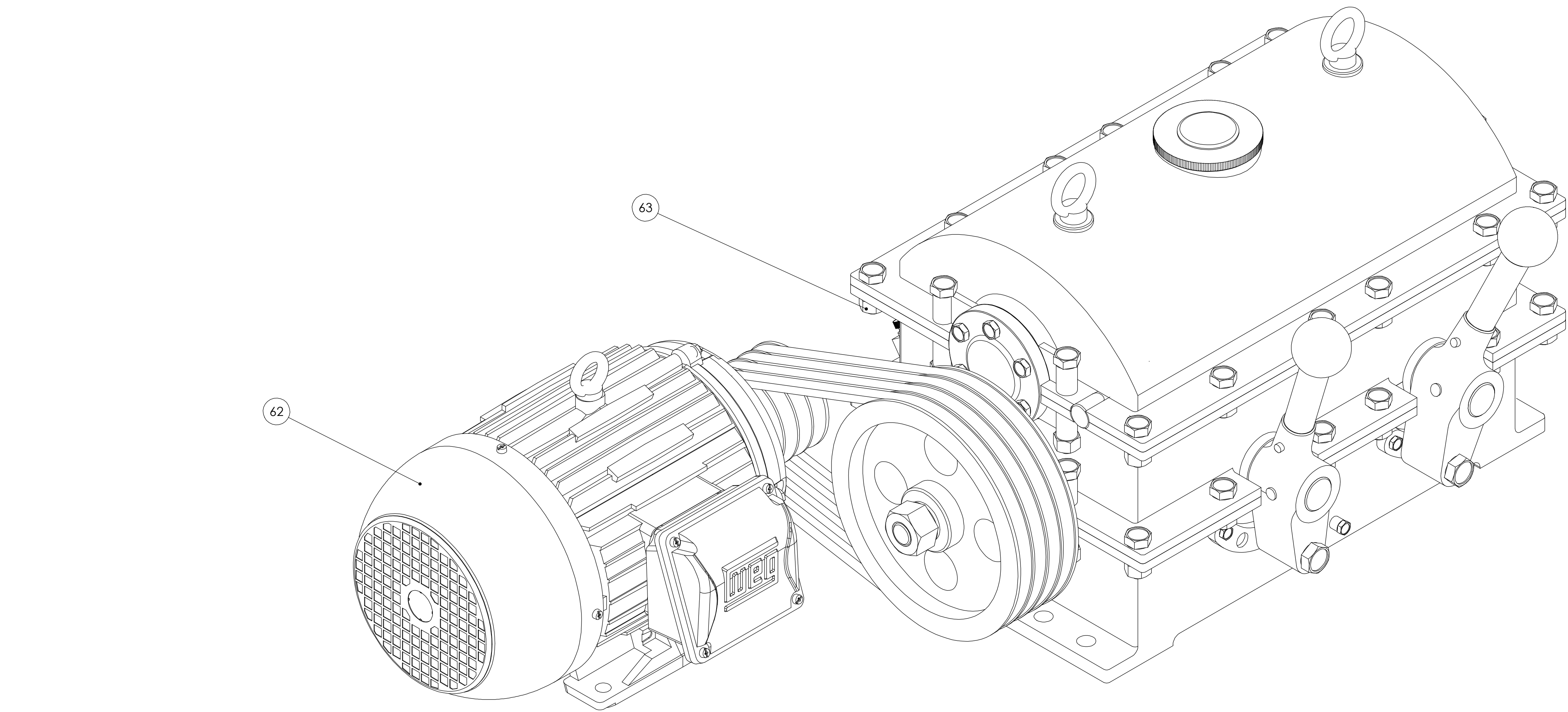
4 furos dist.  
uniformemente



Afastamento geral  $\pm 0,1$   
Cantos vivos devem ser adoçados

DETALHE A  
ESCALA 2 : 1

61	Engrenagem 10 ( $m = 3, z = 45, \theta = 20^\circ$ )	1	Aço AISI 1030 Q e T $\phi 145 \times 35$
Peça	Denominação e Observações	Quant.	Materiais e dimensões
Gustavo Basílio Lopes Martins da Silva			1° Diedro
Conjunto: Variador de Velocidade		Data: 21/07/2013	Projeto Final
Prof. Armando Carlos de Pina Filho Prof. Max Suell Dutra		Projeto de Graduação	UFRJ
			Unidade: mm



Corte C-C  
ESCALA 1:2

66	Chaveta para cremalheira 1	1	Chaveta DIN 6885 TIPO A - b x t x L [mm] = 6 x 6 x 122
65	Chaveta para cremalheira 2	1	Chaveta DIN 6885 TIPO A - b x t x L [mm] = 6 x 6 x 65
64	Anéis elásticos para eixos com diâmetro de 20 mm	2	D = 25 mm - Lumafix: 18.020.70
63	Porca para parafusos da carcaça	32	M 12 x 1,75 - Porca sextavada normal MA 605 - 12
62	Motor	1	Pot. = 3 KW, 1715 RPM - WEG: W 22 Plus 100 L
61	Engrenagem 10 (m = 3, z = 45, $\phi$ = 20°)	1	AÇO 1030 Q&T 205°C $\phi$ 145 x 35
60	Engrenagem 9 (m = 3, z = 23, $\phi$ = 20°)	1	AÇO 1030 Q&T 205°C $\phi$ 80 x 75
59	Engrenagem 7 (m = 3, z = 34, $\phi$ = 20°)	1	AÇO 1030 Q&T 205°C $\phi$ 112 x 40
58	Engrenagem 8 (m = 3, z = 34, $\phi$ = 20°)	1	AÇO 1030 Q&T 205°C $\phi$ 108 x 30
57	Anéis elásticos para eixos com diâmetro de 25 mm	2	D = 25 mm - Lumafix: 18.025.70
56	Tampa do mancal	1	Ferro fundido $\square$ 35 cm³
55	Engrenagem 5 (m = 3, z = 30, $\phi$ = 20°)	1	AÇO 1030 Q&T 205°C $\phi$ 100 x 35
54	Engrenagem 3 (m = 3, z = 23, $\phi$ = 20°)	1	AÇO 1030 Q&T 205°C $\phi$ 78 x 35
53	Espaçadores	3	Ferro fundido $\square$ 35 cm³
52	Engrenagem 1 (m = 3, z = 26, $\phi$ = 20°)	1	AÇO 1030 Q&T 205°C $\phi$ 86 x 26
51	Anéis de feltro	2	D = 22 mm - Reftec: Vedações: 5.417
50	Chaveta para polia maior	1	Chaveta DIN 6885 TIPO A - b x t x L [mm] = 8 x 7 x 18
49	Porca	1	M20 x 2,5 - Ciser: Porca sextavada normal MA 605 - 20.
48	Eixo II	1	Aço SAE 1050 CD $\phi$ 32 X 370
47	Arruela para porca	1	Bitola = 20 mm - Ciser: 805 651 08
46	Engrenagem 2 (m = 3, z = 42, $\phi$ = 20°)	1	AÇO 1030 Q&T 205°C $\phi$ 135 x 36
45	Eixo III	1	Aço SAE 1050 CD $\phi$ 32 X 480
44	Engrenagem 6 (m = 3, z = 38, $\phi$ = 20°)	1	AÇO 1030 Q&T 205°C $\phi$ 125 x 105
43	Chaveta para bloco 1 de engrenagens	1	Chaveta DIN 6885 TIPO A - b x t x L [mm] = 14 x 9 x 64
42	Engrenagem 4 (m = 3, z = 45, $\phi$ = 20°)	1	AÇO 1030 Q&T 205°C $\phi$ 141 x 44
41	Cremalheira 1	1	Ferro fundido $\square$ 75 cm³
40	Tampa para lubrificante	1	Ferro fundido $\square$ 50 cm³
39	Cremalheira 2	1	Ferro fundido $\square$ 60 cm³
38	Anéis elásticos para eixos com diâmetro de 48 mm	2	D = 48 mm - Lumafix - 18.048.70
37	Gancho para transporte	2	Ferro fundido $\square$ 13 cm³
36	Chaveta para bloco 2 de engrenagens	1	Chaveta DIN 6885 TIPO A - b x t x L [mm] = 14 x 9 x 20
35	Tampas para eixo III	2	Ferro fundido $\square$ 100 cm³
34	Rolamentos	6	D = 22 mm - SKF 62/22
33	Anéis elásticos para eixos com diâmetro de 22 mm	4	D = 22 mm - Lumafix - 18.022.70
32	Tampas dos eixos II e IV	2	Ferro fundido $\square$ 100 cm³
31	Eixo IV	1	Aço SAE 1050 CD $\phi$ 32 X 278
30	Chavetas para engrenagens 1, 3, 5, 8 e 10	5	Chaveta DIN 6885 TIPO A - b x t x L [mm] = 8 x 7 x 18
29	Esfra de fixação	2	$\phi$ ESF. 12
28	Mola de fixação	2	P = 3 mm, L = 19,6 mm, De = 6 mm, Di = 4 mm d = 1 mm
27	Base das alavancas	2	Ferro Fundido $\square$ 30 cm³
26	Pino maior	4	d = 7 mm, L = 47 mm e = 1,50 - DIN 1471 SAE Tipo A
25	Eixo das alavancas	2	Aço AISI 1030 $\phi$ 30 X 106
24	Tampa das alavancas	2	Ferro fundido $\square$ 5,5 cm³
23	Pino menor	2	d = 5 mm, L = 28 mm e = 1,50 - DIN 1471 SAE Tipo A
22	Corpo das alavancas	2	Aço AISI 1030 $\phi$ 25 X 122
21	Tapo das alavancas	2	Ferro fundido $\square$ 50 cm³
20	Engrenagens das alavancas	2	Aço AISI 1030 $\phi$ 86 x 26
19	Eixo para cremalheiras	1	Aço AISI 1030 $\phi$ 22 x 455
18	Parafusos do mancal	4	M8 x 1,25 x 16 - General Fix: 100.8E.08.016
17	Encaixe da alavanca 1	1	Ferro fundido $\square$ 18 cm³
16	Parafusos das alavancas	2	M6 x 1 x 16 - General Fix: 100.6P.6.016
15	Encaixe da alavanca 2	1	Ferro fundido $\square$ 18 cm³
14	Parafusos de fixação para encaixe da alavanca	2	M6 x 1 x 16 - General Fix: 100.6P.6.016
13	Tecreia partição da carcaça	1	Ferro fundido $\square$ 2300 cm³
12	Segunda partição da carcaça	1	Ferro fundido $\square$ 2500 cm³
11	Primeira partição da carcaça	1	Ferro fundido $\square$ 5000 cm³
10	Polia maior	1	Aço AISI 1030 $\phi$ 200 x 66
9	Parafuso de saída de óleo	1	M6 x 1 x 10 - General Fix: 100.6P.6.010
8	Parafusos menores para fixação da carcaça	24	M12 x 1,75 x 30 - General Fix: 100.6P.12.030
7	Parafusos maiores para fixação da carcaça	8	M12 x 1,75 x 80 - Rosc. 30 mm - General Fix: 100.6P.12.080
6	Parafusos para as tampas	24	M8 x 1,25 x 35 - Rosc. 22 mm - General Fix: 100.6P.08.035
5	Medidor de óleo	1	Aço AISI 1030 $\phi$ 18 X 175
4	Correias	4	Goodyear - Multi-"V" - 3T A-32
3	Chaveta para polia menor	1	Chaveta DIN 6885 TIPO A - 8 x 7 x 10
2	Polia menor	1	Aço SAE 1030 $\phi$ 88 x 66
1	Anel elástico para polia menor	2	D = 28 mm - Lumafix: 18.028.70
Peça	Determinação e observações	Quantidade	Material e dimensões